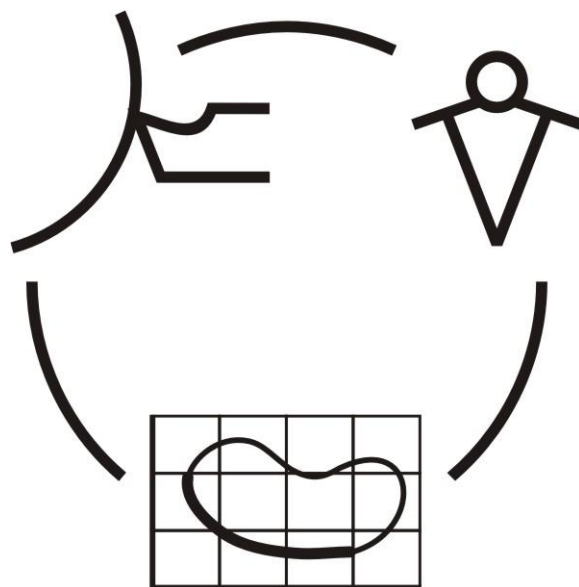


Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Збірник наукових праць

Випуск 25



КРАМАТОРСЬК 2009

УДК 621.9: 658.3: 658.5: 519.8

**НАДЕЖНОСТЬ ИНСТРУМЕНТА
И ОПТИМИЗАЦИЯ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Сборник научных работ

Выпуск 25 – 2009

Основатель

Донбасская государственная
машиностроительная академия

Свидетельство

про государственную регистрацию

серия КВ 15277-3849Р

от 30.04.2009

**НАДІЙНІСТЬ ІНСТРУМЕНТУ
ТА ОПТИМІЗАЦІЯ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ**

Збірник наукових праць

Випуск 25 - 2009

Засновник

Донбаська державна
машинобудівна академія

Свідоцтво

про державну реєстрацію

серія КВ 15277-3849Р

від 30.04.2009

Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сборник научных трудов. – Краматорск, вып. №24, 2009. – 348 с.

Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ, вип. №24, 2009. – 348 с.

Reliability of the tool and optimisation of technological systems. Collection of of science papers. - Kramatorsk, №24, 2009. – 348p.

Редакційна рада: **Мироненко Є.В.**, д-р техн. наук, проф. (Голова редакційної колегії); **Клименко Г.П.**, д-р техн. наук, проф., **Ковалевський С.В.**, д-р техн. наук, проф. **Ковальов В.Д.**, д-р техн. наук, проф., (заступники голови редакційної колегії); **Гузенко В.С.**, к.т.н., проф. (відповідальний секретар редакційної колегії); **Алієв І.С.**, д-р техн. наук, проф., **Грабченко А.І.**, д-р техн. наук, проф., **Залога В.О.** д-р техн. наук, проф., **Заблоцький В.К.**, д-р техн. наук, проф., **Кассов В.Д.**, д-р техн. наук, проф., **Клименко С.А.**, д-р техн. наук, проф., **Колот А.В.**, д-р техн. наук, доц., **Кузнєцов Ю.М.**, д-р техн. наук, проф., **Матюха П.Г.**, д-р техн. наук, проф., **Михайлов О.М.**, д-р техн. наук, проф., **Пермяков О.А.**, д-р техн. наук, проф., **Равська Н.С.**, д-р техн. наук, проф., **Роганов Л.Л.**, д-р техн. наук, проф., **Рогов В.О.**, д-р техн. наук, проф., (Россия). **Сатонін О.В.**, д-р техн. наук, проф., **Струтинський В.Б.**, д-р техн. наук, проф., **Тарасов О.Ф.**, д-р техн. наук, проф., **Федорінов В.А.**, к.т.н., проф. (члени редакційної колегії).

Статті прорецензовані членами редакційної колегії.

Матеріали випуску друкуються на мові оригінала.

ISBN 978-966-379-336-8

© Донбасская государственная машиностроительная академия, 2009

© Донбаська державна машинобудівна академія, 2009

© Donbass State Engineering Academy, 2009

РОЗДІЛ 1

ПРОЦЕСИ ТА ІНСТРУМЕНТИ МЕХАНООБРОБКИ

УДК 621.9

Мельник М.С., Сліпцова Є.В.

ДДМА, м. Краматорськ, Україна

ЛІНІЙНИЙ АКУСТИЧНО-ФАЗОВИЙ ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ ДЛЯ ВЕРСТАТІВ З ЧПК

Вступ

Для сучасних універсальних та багатьох спеціалізованих металорізальних верстатів застосування електронних систем ручного або програмного керування стало майже обов'язковим атрибутом. Це пов'язано по перше з розширенням технологічних можливостей, що надають електронні системи керування, а по друге – з високою економічною ефективністю переходу до мехатронних систем, що обумовлена швидким науково-технічним розвитком в галузі електронних систем керування і одночасним суттєвим спрощенням механічної частини верстата, собівартість виготовлення якої останнім часом зростає.

Невід'ємною частиною верстату з електронною системою керування є виконавчі приводи подачі, які повинні мати можливість керування швидкістю і положенням робочого органу. У багатьох випадках ця вимога стосується також і привода головного руху, якщо рух останнього є складовою частиною складного формоутворюючого руху.

Для забезпечення можливості керування швидкістю і положенням робочих органів верстата в виконавчих приводах отримали розповсюдження два технічних рішення. До першого належать приводи з електродвигунами, що дозволяють безпосередньо керувати положенням виконавчого органу. Це крокові та синхронні двигуни змінного струму. Привод з такими двигунами не потребує зворотних зв'язків і відрізняється простотою реалізації, але має багато інших недоліків і застосовується лише в простих настільних верстатах. Друге рішення полягає в застосуванні двигунів, що дозволяють безпосередньо керувати лише швидкістю або прискоренням. До таких двигунів належать колекторні двигуни постійного струму, асинхронні двигуни змінного струму з частотним регулюванням, а також вентильні або безколекторні двигуни постійного струму, яким останнім часом надається найбільша перевага. Щоб в такому приводі забезпечити можливість керування положенням потрібно вводити коло зворотного зв'язку за положенням і за швидкістю, для чого потрібний відповідний вимірювальний перетворювач.

Такі перетворювачі залежно від виду руху (обертальний або поступальний) розділяють на два основних типи: лінійні та кругові. При проектуванні верстатів, в яких рухи подачі є поступальними перевагу мають лінійні перетворювачі, бо при встановленні їх на кінцевій ланці кінематичного ланцюга коло зворотного зв'язку за положеннями автоматично компенсує кінематичні похибки всіх проміжних ланок. В результаті точність позиціонування проводу залежить лише від точності вимірювального перетворювача. Але практично в багатьох випадках конструктори змушені шукати компроміс, бо лінійні вимірювальні перетворювачі на один - два порядки дорожчі від кругових перетворювачів, що забезпечують аналогічну роздільну здатність. Тому розробка альтернативних конструкцій лінійних вимірювальних перетворювачів є актуальною науково технічною задачею.

За весь час розвитку верстатів з ЧПК у якості лінійних вимірювальних перетворювачів найкращим чином зарекомендували себе дві конструкції: лінійний індуктосин і лінійний фото-імпульсний перетворювач. Останній є найбільш поширеним у сучасних верстатах. Конструкції і принципи дії цих перетворювачів загально відомі і досить

широко представлені в технічній літературі, наприклад [1,2], тому нема потреби їх описувати, зупинимося лише на їх спільному недоліку.

Основою конструкції обох перетворювачів є відлікова лінійка, що взаємодіє з прийомною голівкою. Різниця полягає лише у методі зчитування координати з відлікової лінійки. У фото-імпульсних лінійних перетворювачах лінійка являє собою сукупність непрозорих штрихів на скляній основі, або відбиваючих та не відбиваючих штрихів на металевій основі, при цьому застосовується оптичний спосіб зчитування координати. В індуктосинах лінійка створена металевим провідником, що розташований на діелектричній основі у формі меандру, і застосовується електромагнітний фазовий спосіб зчитування координати.

Головний недолік обох конструкцій полягає саме в наявності відлікової лінійки, від точності виготовлення якої безпосередньо залежить точність перетворювача. Крім того сам процес виготовлення лінійок є досить коштовним і потребує спеціального високотехнологічного фотолітографічного обладнання і високої культури виробництва. Справа ускладнюється обмеженою ємністю ринку споживання таких виробів, особливо перетворювачів великої довжини для важких верстатів, тому майже на всіх підприємствах-виробниках лінійні перетворювачі виготовляють в умовах дрібносерійного виробництва. На сьогодні лише невелика кількість фірм виробляють лінійні вимірювальні перетворювачі призначені для металорізальних верстатів з ЧПК. Наприклад, у колишньому СНД це «СКБ ИС», у Європі – Siemens та Heidenhain. Для усунення вказаного недоліку потрібний новий підхід до способу відліку координати.

В техніці відомі способи виміру відстані в яких у якості відлікової лінійки застосовуються нематеріальні об'єкти, а саме хвильові явища. До приладів, що використовують цей спосіб належать такі відомі прилади як лазерний інтерферометр та акустичний ехолот. Лазерний інтерферометр забезпечує роздільну здатність у соті долі мікрометра, але сам по собі теж є дуже коштовним приладом, і його використання у якості датчика зворотного зв'язку привода подачі не є економічно доцільним. Крім того у виробничих умовах він не забезпечує достатню надійність.

Що стосується приборів, які застосовують акустичні хвилі у різних середовищах, то вони не забезпечують потрібної точності і роздільної здатності. Найкращім зразком такого приладу є акустичні магнітострикційні лінійні вимірювальні перетворювачі фірми Balluff [3], що створені на початку 2000-х років і випускаються серійно. В них застосовується принцип виміру часу проходження поздовжньої акустичної хвилі вздовж натягнутої двошарової металеві струни. Але найкращій результат по точності цих перетворювачів складає 0,1мм на довжині 500мм та 0,8мм на довжині 4000мм [3], чого недостатньо навіть для верстатів нормальної точності.

Обмеження досяжної точності в акустичних перетворювачах обумовлене на сам перед значною швидкістю розповсюдження поздовжніх акустичних хвиль в металах ($V = 2100...6400$ м/с залежно від складу і стану сплаву [4]). Для матеріалу, що використовує фірма Balluff $V = 2830$ м/с [3]. Щоб отримати роздільну здатність $\Delta x = 1$ мкм при такій швидкості звуку у дроті потрібно вимірювати час з роздільною здатністю Δt , що визначається наступним виразом:

$$\Delta t = \frac{\Delta x}{V} = \frac{1 \cdot 10^{-6}}{2830} = 3.53 \cdot 10^{-10} \text{ с} = 0.353 \text{ нс}. \quad (1)$$

Вимірювання часу з такою роздільною здатністю є досить складною технічною задачею навіть для сучасного рівня розвитку мікроелектроніки. Крім того, швидкість розповсюдження акустичних хвиль в металевому дроті суттєво залежить від таких зовнішніх факторів як температура та сила натягнення дроту.

Підвищити роздільну здатність і точність вимірювання для акустичного вимірювального перетворювача можна за рахунок зміни поздовжніх акустичних хвиль у

натягнутому дроті на поперечні, використання фазового принципу зчитування, а також за рахунок використання системи автоматичного регулювання для стабілізації швидкості розповсюдження хвиль удовж дроту.

Перевага поперечних хвиль полягає у значно меншій швидкості і можливості керування нею. Для поперечних хвиль малої амплітуди в натягнутому дроті швидкість розповсюдження визначається наступним рівнянням:

$$V = \sqrt{\frac{F}{\rho \cdot S}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\rho \cdot \pi \cdot d^2}} = \sqrt{\frac{\sigma}{\rho}}; \quad (2)$$

де F – сила натягнення дроту (струни);

ρ – щільність матеріалу дроту;

σ – механічне напруження у дроті від сили натягнення;

S – площа поперечного перетину дроту;

d – діаметр дроту.

Як видно з цього рівняння швидкістю розповсюдження поперечних хвиль у дроті можна ефективно керувати за рахунок зміни сили натягнення дроту. Для сталевого дроту при напруженні розтягнення 50% від напруження що відповідає межі міцності дроту (наприклад, для дроту зі Сталі 50 тимчасовий опір розриву становить 1080 МПа [5]) маємо швидкість розповсюдження поперечних хвиль:

$$V = \sqrt{\frac{0.5 \cdot 1080 \cdot 10^6}{7850}} = 262 \text{ м/с}, \quad (3)$$

що приблизно в 10 разів менше ніж для поздовжніх хвиль і може бути додатково зменшено. Мінімальне значення обмежується допустимою стрілкою провисання дроту і визначається конструкцією та робочою довжиною перетворювача.

Основою перетворювача є сталевий дріт (струна) 1, натягнений між електромагнітним збуджувачем коливачів 2 і механізмом регулювання натягнення 3. Зі сторони останнього дріт проходить крізь поглинач поперечних хвиль 4. З дротом взаємодіють дві приймаючі голівки магнітоелектричної системи: одна рухома 5, встановлена на рухомому вузлі координата якого вимірюється, і одна нерухома 6, встановлена на несучому елементі 10 перетворювача. Ці голівки перетворюють в електричний сигнал значення поперечного зсуву від середнього положення певної достатньо малої ділянки дроту 1, і за конструкцією та принципом дії аналогічні тим, що застосовуються в струнних електромузичних інструментах. Довжина робочої ділянки голівок 5 і 6 повинна бути в декілька разів менше за половину довжини поперечної хвилі в дроті. Голівка 5 використовується як вимірювальна, а голівка 6 входить до складу системи автоматичного регулювання сили натягнення дроту.

Одиницею відліку відстані в запропонованому перетворювачі є довжина поперечної хвилі у дроті. Отже вона повинна бути стабілізована, щоб виключити вплив на точність вимірювання зовнішніх факторів, таких як температурні деформації, зміна сили натягнення дроту, та нестабільність частоти збудження хвиль. Система автоматичного регулювання сили натягнення працює наступним чином. Фазовий компаратор 9 порівнює фази коливачів на електромагнітному збуджувачі (вібраторі) 2, що живиться від генератора синусоїдального струму 7, та на приймаючій голівці 6 в межах від -180° до $+180^\circ$. Якщо різниця фаз відрізняється від 0 то вихідний сигнал фазового компаратора 9 змушує привод 3 змінювати силу натягнення дроту 1 за функцією інтегруючої ланки. Тобто сила натягнення змінюється зі швидкістю, пропорційною різниці фаз з урахуванням знаку. У якості привода регулювання сили натягнення з функцією інтегрування може бути використаний малопотужний двигун постійного струму з самогальмуючою передачею гвинт-гайка ковзання.

На рис.1 представлена одна з можливих конструкцій такого перетворювача.

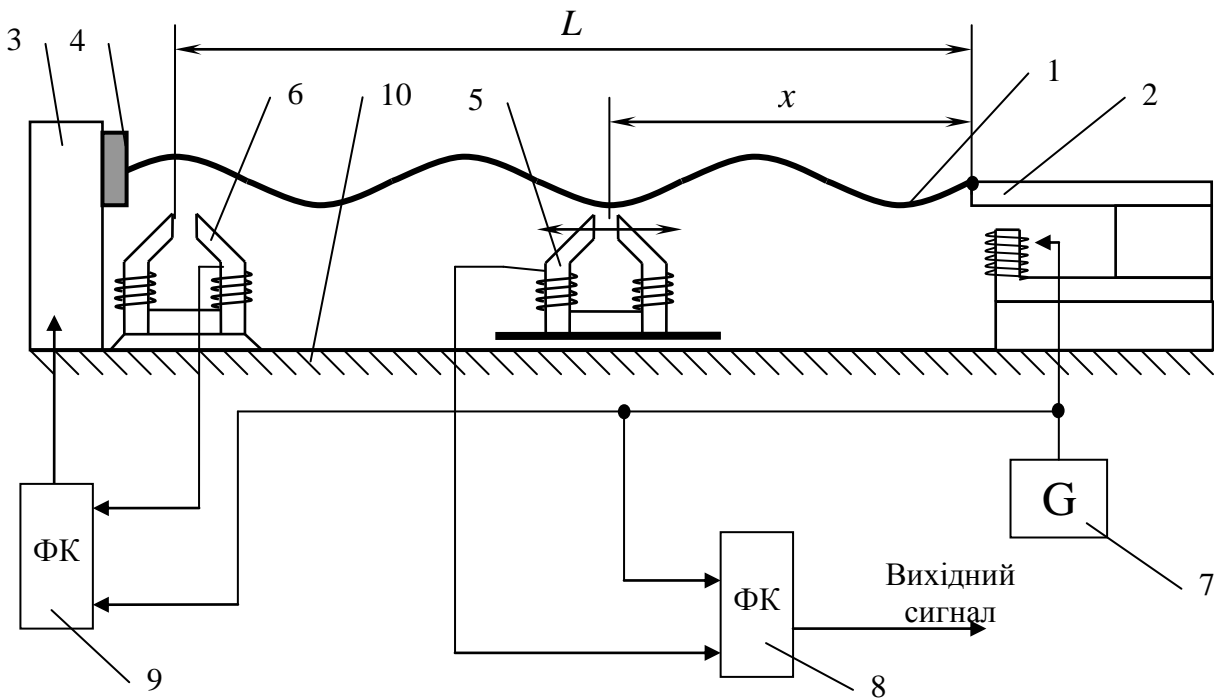


Рис. 1. Схема акустично-фазового вимірювального перетворювача.

Таким чином система автоматичного регулювання забезпечує таку силу натягнення і відповідно швидкість розповсюдження хвиль, при якій на ділянці L між збуджувачем 2 і голівкою 6 вкладається певне ціле число довжин хвиль. Шляхом зміни цієї відстані можна змінювати масштаб перетворювача. В конструкції перетворювача відстань L легко піддається регулюванню для калібрування за еталоном і може підтримуватися з високою точністю за допомогою елементів з низьким коефіцієнтом температурного розширення, наприклад стержнями з кварцового скла або з інвару. Для того щоб в момент вмикання перетворювача система автоматичного регулювання встановила силу натягнення, що відповідає розрахунковому значенню довжини хвилі, межі регулювання сили натягнення повинні вкладатися в межі одного міжмодового інтервалу. Межі міжмодового інтервалу визначаються сусідніми цілими числами довжин хвиль, що вкладаються на фіксованій відстані L . Для запропонованої конструкції перетворювача межі автоматичного регулювання довжини хвилі визначаються наступними формулами:

$$\lambda_{\min} = \frac{L}{k + 0.5}; \quad \lambda_{\max} = \frac{L}{k - 0.5}; \quad (4)$$

де k – розрахункова кількість довжин хвиль на базовій відстані L .

$$k = \frac{L}{\lambda_{\text{розр}}}; \quad (5)$$

де $\lambda_{\text{розр}}$ – розрахункове значення довжини хвилі, що відповідає обраному масштабу. Цим межам довжин хвиль відповідають межі регулювання сили натягнення. Згідно рівнянню (2) і формулі зв'язку довжини хвилі λ зі швидкістю V і частотою ν

$$\lambda = \frac{V}{\nu}; \quad (6)$$

маємо формули для визначення меж регулювання сили натягнення:

$$F_{\max} = \lambda_{\max}^2 \cdot \nu^2 \cdot \rho \cdot S; \quad F_{\min} = \lambda_{\min}^2 \cdot \nu^2 \cdot \rho \cdot S; \quad (7)$$

де ν – частота коливань збуджувача 2.

Вимірювальний сигнал, що відповідає координаті рухомого органа x отримується з фазового компаратора 8, що вимірює різницю фаз між коливаннями збуджувача і сигналом з вимірювальної голівки 5. Значення різниці фаз чисельно дорівнює дробовій частині координати x , що представлена в довжинах хвиль. Ціла частина координати повинна зберігатися у пам'яті ПЧПК і змінюватися автоматично при переході дробової частини через нуль, аналогічно до того як це робиться у вимірювальних системах з індуктосинами, або з абсолютними оптичними кодерами кута повороту, що встановлені на ходових гвинтах привода подачі. Залежно від конструкції фазового компаратора вихідний сигнал може бути представлений у аналоговому вигляді, або цифровим кодом.

Роздільна здатність цифрових фазових компараторів, що застосовуються для роботи з індуктосинами становить від $2\pi/1000$ до $2\pi/10000$ при значенні несучої частоти $1 \dots 10$ кГц [2], і за умови використання сучасної елементної бази може бути збільшено в декілька разів. Отже роздільна здатність 1мкм може бути отримана при довжині хвилі 10 мм. При такій довжині хвилі конструкція приймаючих головок є досить простою і дешевою. А потрібна частота коливань збуджувача 2 знаходиться в межах $1000 \dots 30000$ Гц (залежно від сили натягнення), що також досить просто отримати за допомогою резонансного електромагнітного вібратора, магнітострикційного або п'єзоелектричного перетворювача.

Висновки

Таким чином запропонований вимірювальний перетворювач не містить складних і коштовних елементів, для виготовлення яких потрібне високотехнологічне спеціалізоване обладнання. Його виготовлення доступне для будь якого машинобудівного підприємства, що має електротехнічний підрозділ. Точність вимірювання визначається лише довжиною L і роздільною здатністю фазового компаратора і за попередніми розрахунками задовольняє потребам сучасних верстатів з ЧПК.

На даному етапі розробка знаходиться на рівні винаходу. Подальшим розвитком цієї роботи є розробка математичних моделей і методики інженерного розрахунку, а також виготовлення дослідного зразка і оцінка його характеристик та працездатності в лабораторних та промислових умовах.

Література: 1. Гусев И. Т. Устройства числового программного управления [Текст] : учебное пособие для вузов / И. Т. Гусев, В. Г. Елисеев, А. А. Маслов. – М. : Высшая школа, 1986. – 296 с. 2. Лебедев А. М. Следящие электроприводы станков с ЧПУ. / А. М. Лебедев, Р. Т. Орлова, А. В. Пальцев. – М. : "Энергоатомиздат", 1988. – 245 с. 3. www.balluff-ua.com. 4. Енохович А. С. Справочник по физике и технике: Учеб. пособие для учащихся. - 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Просвещение, 1989. – 224 с : ил. – ISBN 5-09-000622-9 5. Анурьев. В. И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т. Т.1. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И. М. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 920с. – ISBN 5-217-02963-3

ЛІНІЙНИЙ АКУСТИЧНО-ФАЗОВИЙ ВИМІРЮВАЛЬНИЙ ПЕРЕТВОРЮВАЧ
ДЛЯ ВЕРСТАТІВ З ЧПК
Мельник М.С., Сліпцова Є.В.

Проведено критичний аналіз існуючих конструкцій лінійних вимірювальних перетворювачів для верстатів з числовим програмним керуванням. Розроблено альтернативну конструкцію лінійного вимірювального перетворювача.

ЛИЕЙНЫЙ АКУСТИЧЕСКИ-ФАЗОВЫЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫЙ
ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬ ДЛЯ СТАНКОВ СЧПУ

Мельник М.С., Слипцова Е.В.

Проведен критический анализ существующих конструкций линейных измерительных преобразователей для станков с числовым программным управлением. Разработана альтернативная конструкция линейного измерительного преобразователя.

LIEYNYU ACOUSTIC-PHASE MEASURING TRANSFORMER FOR MACHINE-
TOOLS

Mel'nik M.S., Slipcova E.V.

The walkthrough of existent constructions of linear measurings transformers is conducted for machine-tools with numerical control. The alternative construction of linear measuring transformer is developed.

Витренко О.С.
ВНУ им.В.Даля, г. Луганск, Украина

СИНТЕЗ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ НАКАТЫВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

Введение

Накатка зубьев цилиндрических зубчатых колес является одним из наиболее распространенных процессов отделочно-упрочняющей обработки зубьев. Существующий в промышленности накатной инструмент имеет ряд недостатков, приводящих к искажению профиля накатываемого зуба. В данном исследовании синтезированы гиперболоидные накатники для накатывания прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых колёс с эвольвентным профилем, полученные в пространственном станочном зацеплении на заготовках вида «однополостной гиперболоид».

Повышение нагрузочной способности прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых колёс с эвольвентным профилем является актуальной задачей, так как они позволяют проектировать компактные конструкции, которые находят широчайшее распространение в редукторах [1], автомобильных и авиационных двигателях [2,7], металлорежущих станках [3,6] и т.п.

Нагрузочная способность зубчатых колёс может быть повышена за счёт применения зубонакатывающих и зубоотделочных инструментов, полученных автором в пространственном станочном зацеплении. Изготовленные таким образом гипер-болоидные накатники, обкатники могут применяться на любом машиностроительном заводе.

В настоящее время накатывание зубьев производится при помощи цилиндрических накатников. В результате взаимного относительного скольжения профилей зубьев заготовки и инструмента на противоположных сторонах зуба накатываемого колеса материал припуска движется в разных направлениях (рис.1). На ведомой и ведущей стороне профиля зуба колеса металл припуска двигается неодинаково. На ведущей стороне профиля зуба металл перемещается от головки и ножки зуба к делительной окружности, где происходит наваливание металла и в результате образуется выступ или так называемый бугор.

На противоположной стороне профиля зуба, наоборот, металл течёт к головке и ножке зуба, в результате в зоне делительной окружности появляется впадина. В дальнейшем выступ и впадину приходится удалять дополнительными технологическими операциями, например, шлифованием, шевингованием, хонингованием, что повышает стоимость производства колёс, а самое главное, при этом удаляется самый прочный слой, что снижает несущую способность накатанных зубчатых колёс.

Так как скольжение зубьев исключить невозможно при накатке, поэтому необходимо стремиться получить скольжение и по делительному диаметру, затем выравнять это скольжение по всей высоте зуба, это можно достичь только при перекрещивании валов обрабатываемого зубчатого колеса и накатника. При этом возникает задача определения геометрии накатного инструмента и определения геометрических и кинематических показателей, возникающих при накатывании зубьев зубчатых колёс.

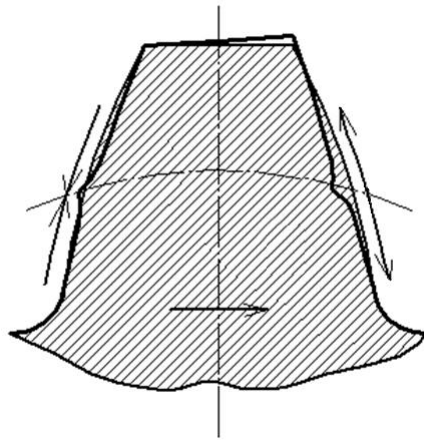


Рис.1 - Искажение профиля зуба во время его накатки

К кинематическим показателям, влияющим на процесс накатывания, относятся: относительная скорость (скорость скольжения); удельное скольжение; суммарная скорость перемещения накатываемых поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном характеристикам (линиям контакта), угла между вектором относительной скорости скольжения и направлением характеристик.

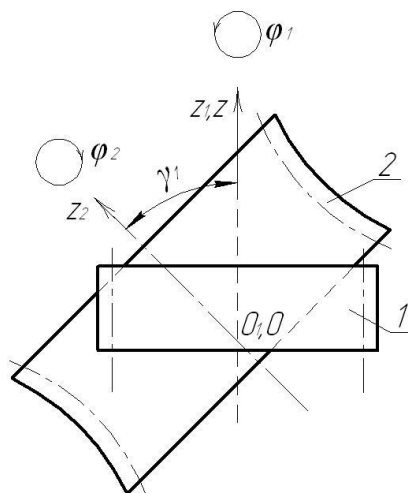


Рис.2 - Накатка зубчатого колеса при помощи гиперboloидного накатника

На рис. 2 показано цилиндрическое зубчатое колесо 1, накатываемое гиперboloидным накатником 2. С колесом и накатником связаны вращающиеся системы координат $S_1(x_1 y_1 z_1)$ и $S_2(x_2 y_2 z_2)$ соответственно. Отсчёт подвижных систем проводят от неподвижной системы $S(xyz)$, где γ - угол скрещивания осей валов; a_w - кратчайшее расстояние между валами. В несколько этапов осуществим переход от системы координат S_1 к S_2 [4]:

1.) $S_1 \rightarrow S$ Поворот вокруг оси z на угол φ_1 . В матричной форме этот переход выглядит так: $r = M_{01}r_1$, где r и r_1 - матрицы радиус-векторов одной и той же точки зубчатого колеса в системе S и S_1 , M_{01} - матрица перехода от системы координат S_1 к S :

$$M_{01} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 & -\sin \varphi_1 & 0 & 0 \\ \sin \varphi_1 & \cos \varphi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

2.) $S \rightarrow S_p$ Перенесём начало координат системы S в начало координат системы S_2 и повернём эту систему на угол γ перекрещивания осей валов. В итоге получаем:

$$M_{po} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & a_w \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

3.) Продолжая таким же образом, найдём окончательную матрицу M_{21} перехода от S_1 к S_2 :

$$M_{21} = \begin{vmatrix} \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \gamma \sin \varphi_2 & a_w \cos \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 & & \\ -\cos \varphi_1 \sin \varphi_2 + & \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 + & -\sin \gamma \cos \varphi_2 & -a_w \sin \varphi_2 \\ + \cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 & + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & & \\ \sin \gamma \sin \varphi_2 & \sin \gamma \cos \varphi_1 & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

Используя матрицу перехода от системы координат обрабатываемого цилиндрического зубчатого колеса $S_1(x_1 y_1 z_1)$ к системе координат накатного инструмента $S_2(x_2 y_2 z_2)$ т.е. M_{21} , получим следующие выражения для определения уравнений семейства поверхностей описывающих искомый гиперболоидный накатной инструмент:

$$x_2 = f_1(x)(\cos \varphi_1 \cos \varphi_2 + \cos \gamma \sin \varphi_1 \sin \varphi_2) + f_2(\lambda)(\cos \gamma \cos \varphi_1 \sin \varphi_2 - \sin \varphi_1 \cos \varphi_2) - z \sin \gamma \sin \varphi_2 + a_w \cos \varphi_2$$

$$y_2 = f_1(\lambda)(\cos \gamma \sin \varphi_1 \cos \varphi_2 - \cos \varphi_1 \sin \varphi_2) + f_2(\lambda)(\sin \varphi_1 \sin \varphi_2 + \cos \gamma \cos \varphi_1 \cos \varphi_2) - z \sin \gamma \cos \varphi_2 - a_w \sin \varphi_2 \quad (1)$$

$$z_2 = f_1(x) \sin \gamma \sin \varphi_1 + f_2(\lambda) \sin \gamma \cos \varphi_1 + z_2 \cos \gamma$$

где $f_1(x), f_2(x)$ - функции, описывающие виток накатника, зависящие от параметра λ .

Приведенная система представляет собой семейство накатывающих поверхностей.

Чтобы получить накатывающие зубья накатного инструмента, необходимо к полученной системе уравнений добавить известное из теории зацепления уравнение связи $\vec{N} \cdot \vec{V}^{12} = 0$ [4,6], где \vec{N} - вектор нормали к сопряженным поверхностям накатника и накатываемого колеса; \vec{V}^{12} - вектор относительной скорости (скорость скольжения).

Тогда:

$$\vec{N} \cdot \vec{V}^{12} = -(1 - u_{21} \cos \gamma)(f_1' E + f_2 f_2') - z u_{21} \sin \gamma (f_2' \cos \varphi_1 + f_1' \sin \varphi_1) - a_w u_{21} \cos \gamma (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) = 0$$

Учитывая результаты исследований [5,6] и др., находим зависимости, оценивающие характер накатывания зубьев цилиндрических зубчатых колес. Эти зависимости получены для случая, когда профили накатываемых колес очерчены произвольной кривой. Проекция относительной скорости скольжения в системе координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$:

$$\left. \begin{aligned} V_x^{(12)} &= -[f_1 \sin \varphi_1 + f_2 \cos \varphi_1](1 - u_{21} \cos \gamma) + \\ &+ \frac{a_w \cos \gamma (f_2' \sin \varphi_1 - f_1' \cos \varphi_1) - (1 - u_{21} \cos \gamma)(f_2 f_2' - f_1 f_1')}{f_2' \cos \varphi_1 - f_1' \sin \varphi_1} \\ V_y^{(12)} &= (f_1 \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1)(1 - u_{21} \cos \gamma) - a_w u_{21} \cos \gamma \\ V_z^{(12)} &= (f_1 \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1 + a_w) u_{21} \sin \gamma \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Удельные скольжения для накатываемого зубчатого колеса и накатника, соответственно имеют значения:

$$\eta_1 = - \frac{(\vec{V}^{(12)} \vec{r}_1^\mu) [(f_1')^2 - (f_2')^2] F^\mu (f_2 f_2' - f_1 f_1')}{f_2' \cos \varphi_1 - f_1' \sin \varphi_1} \quad (3)$$

$$\eta_2 = (f_1 \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1)(1 - u_{21} \cos \gamma) - a_w u_{21} \cos \gamma$$

Суммарная скорость перекачивания поверхностей зубьев в направлении перпендикулярном линии контакта:

$$u_\tau = \frac{2F^{\varphi_1} [(f_1')^2 + (f_2')^2] - F^\lambda (\vec{r}_1^\lambda \vec{V}^{(12)}) - [(f_1')^2 + (f_2')^2] F^\mu (\vec{r}_1^\mu \vec{V}^{(12)})}{\vec{V}^{(12)} [(f_1')^2 + (f_2')^2] \{ [(f_1')^2 + (f_2')^2] F^\mu + (F^\lambda)^2 \}} \quad (4)$$

Угол между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактной линии:

$$\text{tg } V_\tau = \frac{-F^\mu [(f_1')^2 + (f_2')^2] (\vec{r}_1^\mu \vec{V}^{(12)}) - F^\lambda (\vec{r}_1^\lambda \vec{V}^{(12)})}{[(\vec{r}_1^\mu \vec{V}^{(12)}) F^\lambda - (\vec{r}_1^\lambda \vec{V}^{(12)}) F^\mu] \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}} \quad (5)$$

В приведенных выражениях производные F^{φ_1} , F^λ , F^μ определены из уравнения (3), (4), (5), а выражения $\vec{r}_1^\mu \vec{V}^{(12)}$ и $\vec{r}_1^\lambda \vec{V}^{(12)}$ имеют следующий вид:

$$\vec{r}_1^\lambda \vec{V}^{(12)} = (-f_1' f_2 + f_2' f_1)(1 - u_{21} \cos \gamma) - \mu i_{21} \sin \gamma (f_1' \cos \varphi_1 - f_2' \sin \varphi_1) - a_w u_{21} \cos \gamma (f_1' \sin \varphi_1 + f_2' \cos \varphi_1) \quad (6)$$

$$\vec{r}_1^\mu \vec{V}^{(12)} = f_1 \cos \varphi_1 - f_2 \sin \varphi_1 + a_w u_{21} \sin \gamma$$

Численный анализ приведенных выражений, определяющих геометро-кинематические параметры накатки показывает, что на накатнике, представляющем собой однополостной гиперболоид, кинематические (2), (3), (4) и геометрические (5) показатели изменяются в зависимости от координаты z_2 , т.е. ширины гиперболоидного накатника. Поэтому, вычислив приведенные показатели, найдём необходимое сечение по оси z_2 искомого накатника, где будут минимальные коэффициенты удельного скольжения η_1 и η_2 , влияющие на перемещения металла, а также участки с благоприятными суммарными скоростями перекачивания и максимальным углом между вектором относительной скорости скольжения и направлением контактных линий (характеристик). Найдя это сечение, легко изготовить гиперболоидный накатник с профилем, который можно определить, найдя

координаты x_2 и y_2 из системы уравнений (1) для конкретного z_2 . При этом размеры накатника легко установить из известных (6) параметрических уравнений:

$$\begin{aligned} z_2 &= -a_w \frac{\cos^2 \gamma}{\sin \gamma} \operatorname{tg} \psi - r \sin \gamma \sin \psi \\ \rho &= a_w - r \cos \psi \sqrt{1 + \cos^2 \gamma \operatorname{tg}^2 \psi} \end{aligned} \quad (7)$$

где, a_w - межосевое расстояние; r - радиус цилиндра, который на величину радиального зазора превышает радиус цилиндра впадин накатываемого колеса; ψ - параметр.

В настоящее время проведены эксперименты по накатыванию прямозубых колёс $m_n = 1,5$; $z = 50$. Число зубьев гиперболоидного накатника $z = 10$; угол наклона $\beta = 63^\circ$. Тем же накатником проведено пробное накатывание цилиндрического косозубого колеса с $z = 29$; $\beta = 27^\circ$. Профилирование инструмента проводилось на зубофрезерном станке 5Д32. Гитары деления, дифференциала, вертикальной подачи рассчитывались традиционным способом по паспорту станка. Процесс изготовления приведенных выше накатников показан на рис.3 и рис.4.



Рис.3 - Накатывание прямозубого накатника.

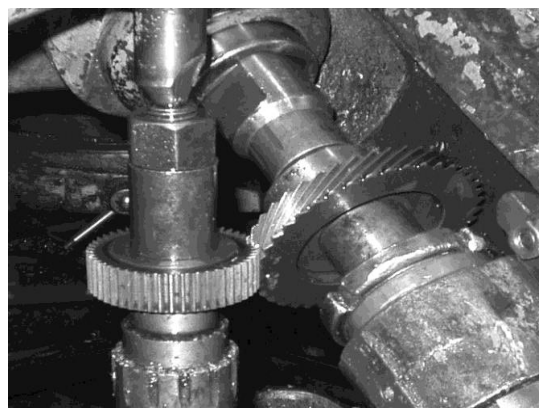


Рис.4 - Накатывание косозубого накатника.

Выводы

Разработаны принципиально новые накатные инструменты, полученные в пространственном станочном зацеплении на заготовках вида «однополостной гиперболоид». Синтезированы гиперболоидные накатники, которыми можно накатывать цилиндрические колёса как с прямыми так и с косыми зубьями.

Литератур: 1. Кудрявцев В.Н., Державцев Ю.А., Глухарь Е.Г. Конструкции и расчёт зубчатых редукторов. Справочное пособие под ред. В.Н. Кудрявцева. М. – Л., „Машиностроение”, 1971, 328 с. 2. Булгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. М., „Машиностроение”, 1974, 263 с. 3. Металлорежущие станки. Под редакцией проф. В.К. Тепинкичева. М., „Машиностроение”, 1973, 471 с. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М., Наука, 1968, 584 с. 5. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений. – Изв. вузов. Машиностроение, 1964, №10, с. 15-21. 6. Давыдов Я.С. Неэвольвентное зацепление. – М., „Машгиз”, 1950, 121 с. 7. Инструмент для современных технологий. Справочник / Под общей редакцией А.Р. Маслова/- М. Изд-во «ИТО». 2005,-248с. 8. Воронцов Б.С. Компьютерное формообразование твердотелых моделей гиперболоидного инструмента. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем», Краматорск, 2007, вып. 21, с. 298-302. 9. Витренко О.С., Кириченко И.А. Отделочно-упрочняющая обработка зубьев цилиндрических колёс. Тезисы докладов международной научно-технической конференции «Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем», Краматорск, 2007, вып. 21, с.202-206.

СИНТЕЗ ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ НАКАТКИ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС
Вітренко О.С.

Запропановано інструмент для накатки прямозубих та косозубих зубчастих коліс. Дана методика його проектування. Виявлені основні геометро-кінематичні параметри процесу накатки зубців за допомогою розробленого інструмента.

СИНТЕЗ ИНСТРУМЕНТОВ ДЛЯ НАКАТЫВАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Витренко О.С.

Предложен инструмент для накатки прямозубых и косозубых цилиндрических зубчатых колес. Дана методика его проектирования. Определены основные геометро-кинематические параметры процесса накатки зубьев при помощи разработанного инструмента.

SYNTHESIS OF INSTRUMENTS FOR CYLINDRICAL GEAR WHEELS ROLLING

Vitrenko O.S.

Instrument for spur and helical gears rolling was proposed. Methods of its design was presented. Major geometric and kinetic parameters of gear rolling process using developed unstrument were determined.

Ключевые слова: синтез, накатные инструменты, однополостной гиперболоид, гиперболоидные накатники, цилиндрические колёса.

П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник
ТДТУ імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна
**ТРАНСФОРМАЦІЯ ПЛАСТИЧНОСТІ ЗРІЗУВАНОВОГО ШАРУ
ПРИ СВЕРДЛІННІ**

Вступ

Однією із особливостей процесу різання при свердлінні є зміна швидкості різання при постійній частоті ($n_{\text{ун}} = \text{const}$) обертання шпинделя та інструменту по його головній різальній кромці (ГРК). Так на осі свердла $V_0 = 0$, а в точці ГРК розміщеної на периферії (діаметрі) свердла $V_k = V_{\text{max}}$, яке визначається різальною здатністю інструментального матеріалу. Окрім цього по ГРК свердла змінюється головний передній кут γ (зростає) і головний задній кут α (в залежності від способу заточки – зростає (Вашбурн), або спадає (Вейскер)). Аналіз літературних джерел [2, 4] показує, що навіть при $\gamma = \text{const}$ і $\alpha = \text{const}$ швидкість різання має значний вплив на коефіцієнт поздовжнього укорочення, чи поперечного видовження (усадки) стружки і як наслідок, на зміну сил різання і потужності обробки.

Особливо слід відзначити дослідження проведені Виноградовим А.А. і Ситником Б.В. [3] присвячені визначенню робочого переднього кута головного різального леза і коефіцієнта поперечного потовщення стружки вздовж ГРК шляхом моделювання процесу свердління точінням із використанням аксіальних різців. Проте питання трансформації пластичності зрізаного шару по довжині ГРК не розглянуто.

Найбільш повно проблема трансформації зрізаного шару при точінні висвітлена в роботі [9]. Але автори розглянули цю проблему тільки для точіння і в загальному вигляді на діапазоні швидкостей різання $0 \leq V \leq 175$ м/хв. Необхідно відзначити, що процес різання на кожній конкретній операції при точінні (окрім торцевого) здійснюється практично при $V \approx \text{const}$ і постійних γ і α . При свердлінні питання трансформації зрізаного шару взагалі недостатньо вивчене. Враховуючи те, що при застосуванні високопродуктивних твердосплавних сверدل пр. обробці пластичних матеріалів утворюється зливна стружка і виникають значні труднощі її транспортування по канавках свердла.

Дослідження трансформації пластичності зрізаного шару, результати якого дадуть можливість удосконалити конструкцію свердл і забезпечити подрібнення стружки є *актуальною проблемою*.

Практична цінність результатів запропонованих досліджень полягає в отриманні інформації про швидкості різання, і відповідно при постійній частоті обертання шпинделя і про діаметри, на яких розміщені певні точки на ГРК при яких коефіцієнт Пуассона набуває значення $\mu > 0,3$, на яких рекомендується виконувати стружкороздільні канавки, забезпечивши при цьому подрібнення стружки та покращення умов виходу її по канавках свердла.

Мета роботи. На основі запропонованої методики та результатів експериментальних досліджень трансформації пластичності зрізаного шару оброблюваного матеріалу вздовж ГРК при свердлінні визначити конструктивні параметри свердла, які дадуть можливість удосконалити конструкцію як циліндричних спіральних так і перових свердл [5].

Основні завдання. **1.** Створити методику, провести експериментальні дослідження з визначення пластичності зрізаного шару вздовж ГРК циліндричного спірального свердла. **2.** Встановити закономірність зміни пластичності вздовж ГРК свердла в залежності від діапазону зміни швидкості різання. **3.** Запропонувати конструктивні рішення щодо удосконалення конструкції свердл як циліндричних спіральних так і перових виготовлених із швидкорізальних сталей і оснащених твердосплавними матеріалами, які б забезпечували подрібнення і покращення умов транспортування стружки із зони різання.

Виклад основного матеріалу

Процес різання при свердлінні отворів у пластичних металічних сплавах окрім зміни V вздовж ГРК, характеризується зміною геометричних параметрів (головних переднього – γ і заднього – α кутів), швидкістю деформації зрізуючого шару – V_0 , коефіцієнтами усадки стружки – k і в кінцевому рахунку, змінами енергетичних параметрів по довжині ГРК.

Виходячи із даного положення, можна стверджувати, що вздовж ГРК коефіцієнт k буде нестабільним, а значить стружка по всій ширині буде мати різну пластичність, що може призвести до утворення на певній частині її ширини зливної стружки та затруднення її транспортування по канавках свердла.

Ця зміна пластичних властивостей зрізуючого шару пов'язана з деформаційними процесами може бути охарактеризована коефіцієнтами Пуассона – μ , тобто відношенням поперечної деформації зрізаного шару до поздовжньої. Характер зміни, а також, максимум і мінімум поперечної деформації стружки (величина – k) при різних V детально висвітлені в [2, 4, 7].

З метою забезпечення коректності подальшого викладення матеріалу роботи прийемо наступні припущення. **1.** Враховуючи при експериментальних дослідженнях незначну величину глибини різання ($t=1,5$ мм) прийемо, що на ділянках ГРК довжиною t кути γ і α та V величини постійні. **2.** Коефіцієнти усадки стружки при ортогональному (прямокутному) і косокутному вільному різанні утвореної при постійних t і V відрізняються несуттєво. **3.** Впливом суміжних шарів оброблюваного матеріалу при невірному різанні на зміну коефіцієнта усадки стружки утворюваної при вільному різанні знехтуємо.

Для визначення коефіцієнта Пуассона скористаємось схемами показаними на рисунку 1.

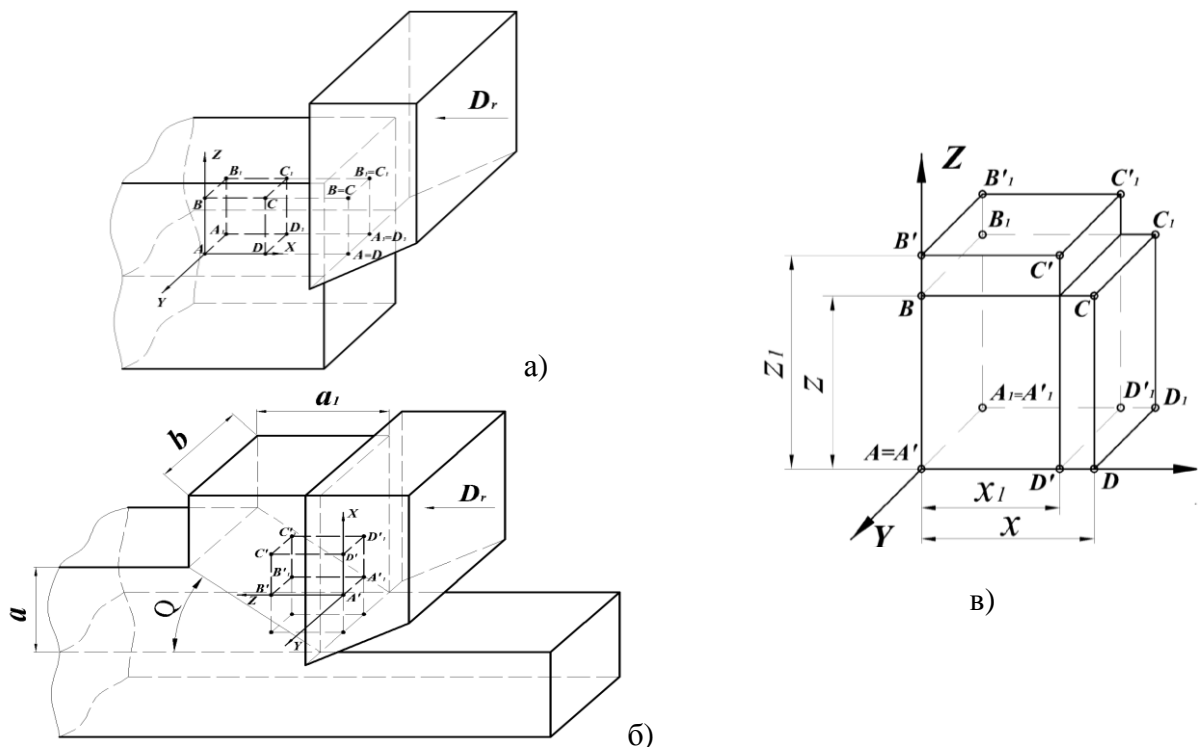


Рис. 1 – Схема трансформації елементарного кубика зрізаного шару в процесі різання: а) – в момент початку процесу різання; б) – в момент закінчення процесу пластичної деформації елементарного кубика; в) – схема зміни розмірів елементарного кубика.

На рис.1а схематично показаний момент початку вільного ортогонального процесу різання з параметрами: товщиною і шириною зрізуючого шару, відповідно a і b , головними кутами різця відповідно переднім $\gamma=0$ і заднім $\alpha>0$. В товщині зрізуючого шару розміщена система координат $OXYZ$, осі якої направлені: OX – протилежно вектору швидкості різання,

OY – паралельно вектору швидкості різання і паралельно ГРК і OZ – перпендикулярно вектору швидкості різання і паралельно головній передній поверхні різця. На осях координатної системи $OXYZ$ в товщі зрізаного шару побудований елементарний кубик $ABCD A_1 B_1 C_1 D_1$ сторони якого AD , AA_1 і AB_1 лежать відповідно на осях OX , OY і OZ .

На рис. 1б схематично показаний момент, коли різець здійснив певне переміщення і елементарний кубик притерпів пластичну деформацію деформувавшись у паралелепіпед. Трансформація елементарного кубика зрізаного шару металу $ABCD A_1 B_1 C_1 D_1$ в процесі пластичної деформації в паралелепіпед $ABCD A_1' B_1' C_1' D_1'$ схематично подана на рис. 1в. при цьому приймаємо допущення, що по осі OY пластична деформація відсутня, тому розглядатимемо випадок плоского напруженого стану.

Величина коефіцієнта Пуассона μ , на основі рис. 1 може бути визначена із співвідношення

$$\mu = \varepsilon_x / \varepsilon_z, \quad (1)$$

де ε_x - відносне поперечне укорочення (стиснення) або поперечна деформація зрізаного шару; ε_z – відносне поздовжнє видовження, або поздовжня деформація зрізаного шару.

Для елементарного кубика зрізаного шару оброблюваного матеріалу, що знаходиться в зоні стружкоутворення і контактує з передньою поверхнею різця – поперечна деформація буде відповідати укороченню стружки, а поздовжня деформація (рис. 1) збільшенню товщини зрізаного шару.

Звідси виходить, що поперечне укорочення $\varepsilon = x_y / x$, де x_y - величина укорочення зрізаного шару, а x довжина зрізаного шару. З рис. 1 отримуємо, що $x_y = x - x_1$, де x_1 - довжина зрізаного шару.

Тоді $\varepsilon_y = \frac{D'D}{A'D} = \frac{x - x_1}{x} = 1 - \frac{x_1}{x}$. Співвідношення x_1/x не що інше як коефіцієнт

поздовжнього укорочення стружки, тобто коефіцієнт усадки буде рівний $k = x_1/x$.

Відносне поздовжнє видовження $\varepsilon = B'B/A'B' = z_y/z$, тут $z_y = z_1 - z$ - збільшення товщини зрізаного шару, де z_1 товщина зрізаного шару, z - товщина зрізаного

шару $\varepsilon_z = \frac{z_1}{z} - 1$. Величина z_1/z - не що інше як коефіцієнт усадки стружки $k = z_1/z$ Тоді,

з врахуванням вище наведеного, отримуємо $\mu = \frac{1}{k}$ (2).

Із залежності (2) виходить, що коефіцієнт Пуассона μ обернено пропорціональний коефіцієнту усадки стружки k . Для знаходження μ необхідно визначити k .

Для цього була створена установка, схематичне зображення якої подано на рисунку 2, а також виготовлення комплекту із 6-и упорно-прохідних різців з постійним головним заднім кутом α і різними головними передніми кутами γ_{pi} , значення яких були рівні значенням γ циліндричного спірального свердла в точках ГРК розміщених на заданих діаметрах.

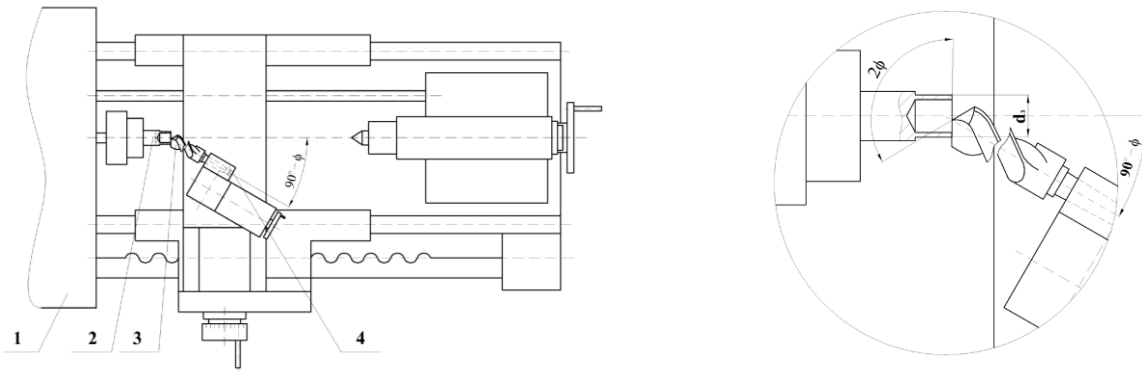


Рис. 2 - Схема дослідної установки: 1 – токарно-гвинторізний верстат; 2 – оброблюваний дослідний зразок, закріплений в трьохкулачковому патроні; 3 – циліндричне спіральне свердло; 4 – спеціальний тримач для закріплення свердла.

В якості дослідних зразків використані циліндричні стержні, на кінцях яких були сформовані циліндричні оболонки з постійною товщиною стінок зовнішні діаметри яких відповідають заданим діаметрам на яких розміщені встановлені точки на ГРК.

Для того, щоб забезпечити мінімальний вплив різних швидкостей різання, які забезпечуються при постійній частоті обертання шпинделя діаметрами внутрішньої і зовнішньої циліндричної оболонок, їх товщина стінки була прийнята $t = 1,5$ мм.

Таблиця 1
Значення геометричних параметрів і діаметрів точок на ГРК експериментальних інструментів.

Інструмент									
Свердло					Різець				
Ескіз різальної частини	№ положення точки на ГРК	d_i , мм	$\gamma, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$	Ескіз різця	№ різця в комплекті	$\gamma, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	$\varphi, ^\circ$
	1. 2. 3. 4.	10,3 16,4 20,6 26,0	14 20.3 25 31.5	60		1. 2. 3. 4. 5. 6.	9 14 20.3 25 28.5 31.5	10	90

Таблиця 2

Розмірні параметри дослідних зразків в комплекті.

Ескіз дослідного зразка	№ зразка в комплекті	Значення діаметрів (мм) на	
		Лівому кінці d_l	Правому кінці d_{np}
	1. 2. 3.	7,6 10,3 16,4	20,6 23,5 26,0

Експериментальні дослідження здійснювали наступним чином. Спочатку в кожній із визначених точок ГРК свердла, розміщених на заданих діаметрах $d_1, d_2 \dots d_4$ відомим методом визначали γ (табл. 1) і α . Заготовку (дослідний зразок) встановлювали в патрон верстата, вивіряли, добиваючись мінімального радіального биття і закріплювали. Свердло вставляли в спеціальний тримач і фіксували в заданому положенні. Налаштування здійснювали

взаємним переміщенням супорта поперечних салазок, щоб задана точка на ГРК, яка розміщена на відповідному діаметрі свердла $d_{i\bar{a}}$ співпадала із середньою лінією циліндричної оболонки дослідного зразка. Для того щоб, наприклад, виконувалась умова $d_{icb} = d_1 - t$. Різання здійснювали при режимах: $t = 1,5$ мм; $S = 0,2$ мм/об; частоти обертання шпинделя $n = 1250$ об/хв.

Здійснивши процес різання на кожному і діаметрів $d_1 - d_4$, використавши ваговий метод отримали значення коефіцієнта усадки стружки k_i .

Аналогічно, використавши комплект різців та дослідних зразків і здійснивши процес різання – точінням та зберігши при цьому відповідність значень γ_i заданому d_i на ГРК свердла, що є по суті моделювання процесу різання при свердлінні отримали зразки стружки. По яких ваговим методом визначали значення коефіцієнта усадки стружки k_{Ti} . Режими різання $t = 1.5$ мм; $S = 0.2$ мм/об; $n = 1250$ м/хв.. Матеріал ріжучої частини різця Т15К6.

Використавши залежність (2) визначили значення статистичних рядів коефіцієнта Пуассона μ_i та μ_{Ti} , які піддавали статичній обробці: за критерієм Греббса визначили значення μ , які різко виділялись, а за критерієм Колмогорова – відповідність експериментального теоретичному нормальному розподілу. Для значення μ_i та μ_{Ti} отриманих на заданих діаметрах дослідних зразків визначали середні значення $\bar{\mu}_i$, $\bar{\mu}_{Ti}$, середньоквадратичні відхилення $\sigma(\mu_i)$, $\sigma(\mu_{Ti})$ та коефіцієнти варіації $K_{v\mu_i}$ і $K_{v\mu_{Ti}}$.

Коефіцієнти варіації пластичності (коефіцієнта Пуассона – безрозмірна величина) зрізаного шару, як показник її стабільності має певні переваги перед середнім квадратичним відхиленням σ .

Коефіцієнти варіації пластичності дозволяє порівняти між собою різні випробування, які відрізняються між собою елементами режиму різання, геометричними параметрами, конструкціями інструментів, оброблюваними матеріалами і т.п.

Максимальне значення коефіцієнта варіації $K_{v\max} < 0,12$. Це свідчить про високу стабільність процесу пластичної деформації зрізаного шару [1] у всіх досліджуваних діаметрах дослідних зразків.

Характеристики розсіювання μ_i та μ_{Ti} подані в таблиці 2, а залежність $\bar{\mu}_i = f(d, v)$, $\bar{\mu}_{Ti} = f(d_t, v_t)$ подані на рисунку 3.

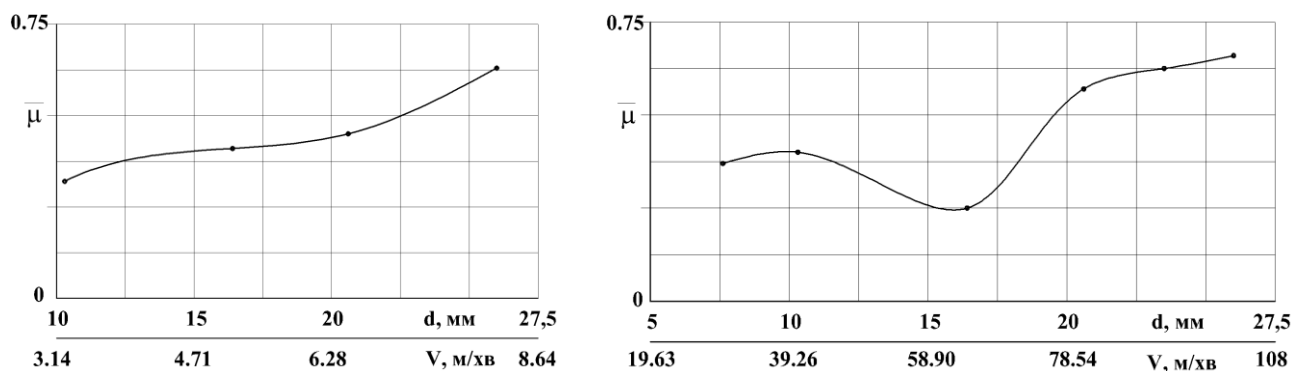


Рис 3 - Графіки зміни середніх значень $\bar{\mu}_i$ Пуассона в залежна від діаметрів на якому розміщені ділянки ГРК, які здійснювали процес різання: а) –при різанні циліндричним спіральним свердлом з Р6М6; б) – при різанні різцем Т15К6.

Перевірка на суттєвість відмінностей [6] розсіювання K_v на встановлених діаметрах, що відповідає певним швидкостям різання показала, що за дисперсіями (критерій Фішера)

різниця не суттєва, а середніми значеннями (критерієм Стюдента) \bar{k}_{V_i} отриманих при певних V_i відрізняються суттєво.

Аналіз отриманих значень коефіцієнтів варіації та графіків поданих на рисунку 3 показав наступне. При різанні свердлом із швидкорізальної сталі при $3.2 \leq V_i \leq 8.2$ м/хв. коефіцієнт Пуассона прийняв наступне значення від 0,32 до 0,63, а при різанні різцем з Т15К6 при $29.8 \leq V_T \leq 102.0$ м/хв. коефіцієнт Пуассона змінювався в діапазоні від 0,25 до 0,66.

Використавши [10] можна розглянути поведінку зрізуваного шару як крихкого матеріалу при значеннях коефіцієнта Пуассона від 0,17 до 0,30. В діапазоні швидкостей різання, які забезпечують зміну коефіцієнта Пуассона в інтервалі від 0,30 до 0,50, зрізаний шар проявляє звичайні властивості пластичного матеріалу, а при швидкостях різання $\mu = 0.50$, зрізаний шар проявляє “надпластичність” і $\mu \rightarrow 0.70$ [8].

Отримані дані дають можливість рекомендувати використання на діаметрі циліндричного спірального свердла більшому 20мм стружкороздільні канавки, що сприятиме подрібненню стружки, зменшить ймовірність її накопичування в канавках свердла та полегшить її транспортування.

Висновки

1. Створена методика і проведені дослідження пластичності зрізаного шару по довжині головної різальної кромки свердла.

2. У випадку здійснення процесу різання свердлом діаметром $d_{ce} = 28$ мм з матеріалу Р9М5 на діапазоні швидкостей від 3,2 до 8,2 м/хв коефіцієнт Пуассона зростає практично монотонно від 0,32 до 0,63 перейшовши значення $\mu = 0.5$ на ділянці свердла рівному $d_{ce} = 20$ мм дає можливість виконувати стружкороздільні канавки.

3. При свердлінні твердосплавним свердлом (Т15К6) нержавіючої сталі Х18Н10Т в діапазоні швидкостей від 29,8 до 102 м/хв коефіцієнт Пуассона змінюється немонотонно. Мають місце мінімум ($V_T = 64$ м/хв) і максимум ($V = 102$ м/хв). В інтервалі швидкостей від 52 до 70 м/хв $\mu < 0.3$ зрізуваний шар веде себе як крихкий матеріал, при $70 \leq V_T \leq 78$, $0.3 \leq \mu \leq 0.5$ зрізуваний шар пластичний і при $V_T \geq 78$ м/хв $\mu > 0.5$ зрізуваний шар проявляє “надпластичність”. Доцільно на $d_{ce} = 10$ і після $d_{ce} = 18$ мм виконувати на ГРК стружкороздільючі канавки.

Література: 1. Башков В.М. Кацев П.Г. Испытания режущих инструментов на стойкость.-М.: Машиностроение.-1985-136с. 2. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. – М.: Машиностроение, 1975. – 344 с. 3. Виноградов А.А., Сытник Б.В. Определение рабочего переднего угла главного лезвия спирального сверла // Технология и автоматизация производства. К.: Техніка, Вып. 30. – 1982, – С. 16 – 22. 4. Грановский Г.И., Грановский Г.И. Резание металлов: Учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1985. – 304 с. 5. Картавов С.А. Технология машиностроение /С.А. Картавов, А.М. Левченко, С.С. Рудник и др./ К.: – 1965. – 528 с. 6. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей. – К.: Техніка, 1976. – 200 с. 7. Макаров А.Д. Износ и стойкость режущих инструментов. – М.: 1966. – 264 с. 8. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. – М.: Машиностроение, 1975. – 400 с. 9. Мухоторов В.С., Мухоторов С.В. Трансформация пластичности срезаемого слоя при механической обработке // Физические процессы при резании механической обработке металлов. Сб. науч. тр.- Волгоград. Изд. ВолгПИ. – 1986. – с.28-32. 10. Справочник машиностроение/ Под ред. С.В. Серенсена. Т.3.-М.:Машгиз.-1962. – 618с.

ТРАНСФОРМАЦІЯ ПЛАСТИЧНОСТІ ЗРІЗУВАНОВОГО ШАРУ ПРИ СВЕРДЛІННІ

П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник

Подана методика, експериментальна установка та результати досліджень трансформації пластичності зрізуваного шару при свердлінні, імітуючи даний процес точінням.

Встановлено залежності зміни коефіцієнта укорочення стружки та пластичності зрізаного шару, оцінюючи її коефіцієнтом Пуассона, по довжині головної різальної кромки при свердлінні.

ТРАНСФОРМАЦІЯ ПЛАСТИЧНОСТІ СРЕЗАЕМОГО СЛОЯ ПРИ СВЕРЛЕННІ

П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник

Представленная методика, экспериментальная установка и результаты исследований трансформации пластичности срезаемого слоя при сверлении, имитируя данный процесс точением. Установлены зависимости изменения коэффициента усадки стружки и пластичности срезаемого слоя, оценивая ее коэффициентом Пуассона, по длине главной режущей кромки при сверлении.

TRANSFORMATION OF PLASTICITY OF CUTTING LAYER IS AT BORING

P.D. Krivuy, V.R. Kobel'nik

Given method, experimental setting and results of researches of transformation of plasticity of zrizuvanogo layer, at boring, imitating this process sharpening. Dependences of change of coefficient of ukorochennya of shaving and plasticity of zrizuvanogo layer are set, estimating it the coefficient of Puassona, on length of main cutting edge at boring.

Ключові слова: свердло, процес різання, шар зрізаного матеріалу, коефіцієнтом Пуассона, головна різальна кромка

Полупан И.И., Гузенко В.С., Миранцов. С.Л., Шульга А.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина
**ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА
МЕХАНООБРАБОТКИ КОЛЕСНЫХ ПАР**

Введение

При формообразовании профиля нового колеса, а также при восстановлении профиля колесной пары, бывшей в эксплуатации, процесс резания имеет высокую степень нестационарности, которая выражается в значительных колебаниях сечения срезаемого слоя и динамических ударных нагрузках.

Наибольшее изменение толщины среза происходит при перемещении инструмента в направлении нормали к поверхности резания (для колесотокарных станков при обработке галтели реборды).

Динамическая характеристика станка определяется значениями параметров его упругой системы, в том числе значениями демпфирования и жесткости различных соединений (подвижных и неподвижных) [1].

Одним из направлений повышения виброустойчивости токарных станков во время резания с обеспечением условий отжима инструмента от обрабатываемой поверхности при увеличении силы резания является рациональная ориентация главных осей жесткости упругой системы станка.

Как показано в работе [2] для тяжелых токарных станков направление главных осей жесткости системы «шпиндель-опоры» для всех исследуемых станков остается постоянным и составляет примерно 105° относительно оси Y для главной оси минимальной жесткости при отсчете от резца по часовой стрелке. Причем жесткости по главным осям отличаются незначительно (примерно 10...25%). Для системы «резец-суппорт» главные оси жесткости ярко выражены и отличаются в большинстве случаев в 5 раз. В работе [2] показано также, что если соотношение жесткости по главным осям сохраняется постоянным, то увеличение минимальной жесткости приводит к повышению предельной безвибрационной глубины резания, то есть предельная глубина резания пропорциональна минимальной жесткости.

Целью исследований является аналитические и экспериментальные исследования динамической устойчивости при обработке деталей на колесотокарных станках с учетом влияния различных факторов, таких, как жесткость упругой системы станка, наличие координатных связей, а также влияния жесткости конструкций сборного инструмента, как составляющего звена эквивалентной упругой системы.

Основная часть

В качестве источника возникновения автоколебаний колесотокарного станка КЖ1836, представленного на рисунке 1, рассмотрим координатную связь, так как в общем балансе упругих деформаций колесотокарных станков деформации суппортов составляют более 50%, в то время как жесткость шпиндельных узлов значительно выше.

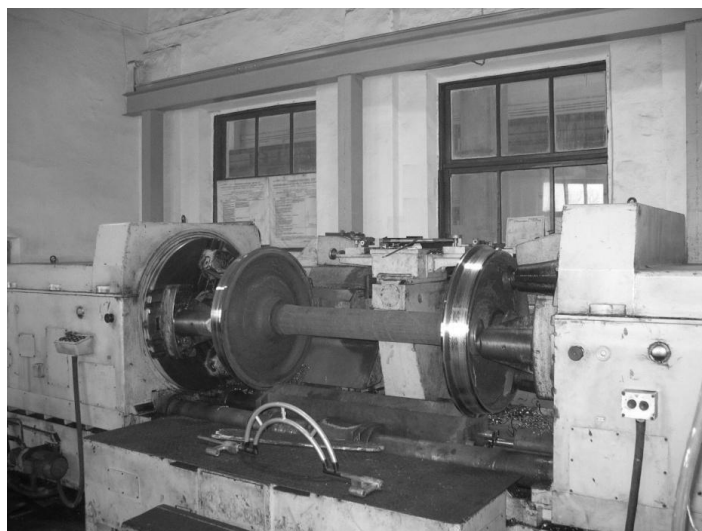


Рис. 1 – Общий вид колесотокарного станка КЖ1836

С учетом того, что динамическая система станка может быть разделена на отдельные подсистемы, являющиеся доминирующими в разных условиях обработки, выделим в качестве доминирующей системы для колесотокарной обработки две составляющие: W_{yu} и W_{yz} , так как относительные перемещения инструмента и заготовки в направлении координатных осей X и Z на приращение толщины среза не влияют. Таким образом, упругая система станка в виде параллельно-последовательной цепи представлена на рисунке 2.

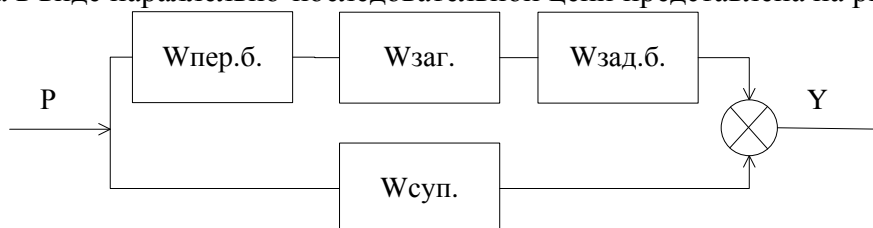


Рис. 2 – Структурная диаграмма упругой системы станка

Структуру динамической модели упругой системы «резец-суппорт» колесотокарного станка КЖ1836 представим в виде схемы с двумя степенями свободы, как показано на рисунке 3.

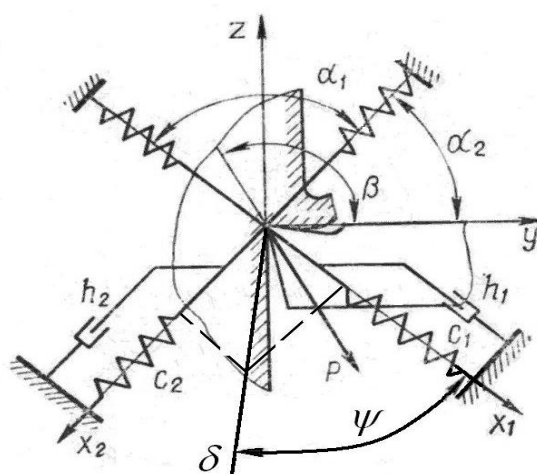


Рис. 3 – Расчетная схема УС «резец-суппорт» с двумя степенями свободы

Для определения числовых значений коэффициентов жесткости и демпфирования,

которые необходимы для построения системы уравнений, описывающей динамическую систему, представленную на рисунке 3, были проведены серии экспериментальных исследований на трех станках.

Задачей проведения экспериментов являлось определение коэффициентов жесткости и демпфирования c_z , c_y на реальном оборудовании.

Эксперименты проводились в производственных условиях в локомотивном депо г. Красный Лиман Донецкой области на базе колесотокарных станков КЖ1836. Для определения указанных характеристик использовался специальный стенд, позволяющий выполнять нагрузку и разгрузку узлов станка по заданным направлениям. В результате проведенных исследований, были получены значения жесткостей суппортных групп станков КЖ1836 в направлении осей Y и Z . В таблице 1 представлены средние значения жесткостей суппортных групп станков мод. КЖ1836, полученные в результате эксперимента.

Таблица 1

Значения жесткостей системы «резец-суппорт» станков КЖ1836

Станок	Значение жесткости c в направлении оси, Н/м	
	Y	Z
1	$1,25 \cdot 10^8$	$0,5 \cdot 10^9$
2	$1,8 \cdot 10^8$	$1,2 \cdot 10^9$
3	$1,86 \cdot 10^8$	$1,5 \cdot 10^9$

В качестве примера на рисунке 4 представлены диаграммы нагружения суппорта станка, при помощи которых определялись коэффициенты жесткости по направлению заданных осей.

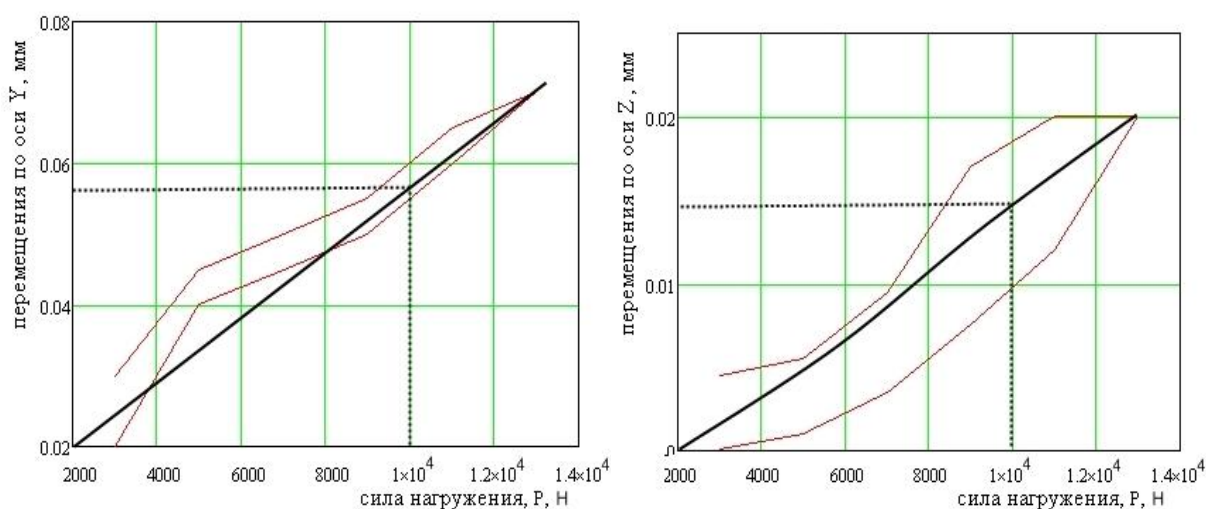


Рис. 4 – Определения коэффициентов c_y и c_z по экспериментальным данным

Величина относительного рассеивания энергии $\psi \approx 2\lambda$ определялась экспериментально при снятии амплитудно-частотной характеристики при помощи датчиков виброускорений ДН-5, установленных на суппорте и резце на низших частотах колебаний, как показано на рисунке 5.

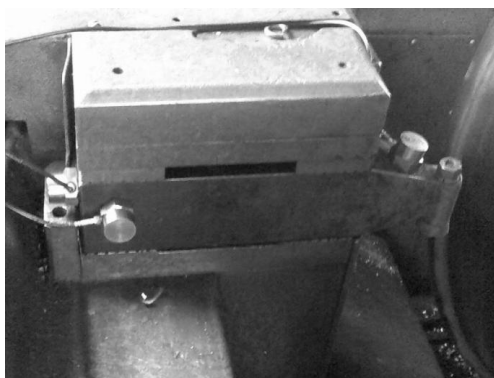


Рис. 5 – Установка датчиков ДН-5 для снятия амплитудно-частотных характеристик на резце колесотокарного станка 1836

Относительный коэффициент демпфирования [1] ψ определялся из АЧХ по формуле

$$\psi = \frac{\Delta f}{2f_k}$$

На рисунке 6 приведена амплитудно-частотная характеристика «резец-суппорт», полученная экспериментально при обработке колесной пары с режимами $v=12$ об/мин, $s=2,5$ мм/об, $t=3$ мм сборным чашечным резцом с механическим креплением пластины (форма 12 по ГОСТ 2209-82). В результате обработки экспериментальных данных (амплитудно-частотной характеристики) определено значение $\psi = 0,1$.

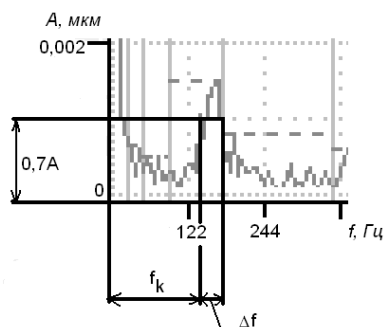


Рис. 6 – АЧХ динамической системы «резец-суппорт»

Результаты измерения радиальной жесткости шпиндельных узлов станка КЖ1836 показали, что они имеют среднюю жесткость намного выше жесткости суппортных групп ($c=8,1 \cdot 10^9$ Н/м) и эллипс жесткости минимальный. На основе структурной схемы (рисунок 3) и системы и уравнений [2]:

$$m_1 \ddot{x}_1 + h_1 \dot{x}_1 + c_1 x_1 = P \cos(\alpha_1 - \beta),$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + h_2 \dot{x}_2 + c_2 x_2 = P \cos(\alpha_2 - \beta),$$

были построены амплитудно-фазовые частотные характеристики разомкнутой динамической системы колесотокарного станка КЖ1836 при различных значениях жесткости системы «резец - суппорт», которые представлены на рисунке 7.

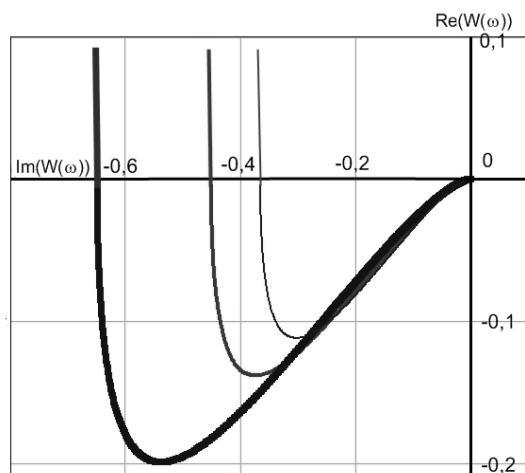


Рис. 7 – АФЧХ разомкнутой динамической системы «резец-суппорт»

Как видно из рисунка 7, АФЧХ разомкнутой системы станка не охватывают точку с координатой -1 в области действительных значений, что согласно критерию Найквиста, говорит об устойчивости системы. Экспериментальные исследования при обработке колесных пар локомотивов на колесотокарном станке КЖ1836 сборным чашечным резцом с механическим креплением пластины (форма 12 по ГОСТ 2209-82), показали, что визуальных следов вибраций на профиле колесной пары не было, что говорит об устойчивости процесса резания.

Выводы

Для повышения динамической устойчивости колесотокарного станка КЖ1836 необходимо повысить жесткость в направлении оси Y как суппортных групп, так и крепления режущей пластины за счет уменьшения величин зазоров в стыках.

Литература: 1. Орликов М. Л. Динамика станков. – К.: Вища школа, 1989. – 272 с. 2. Гузенко В.С., Бабин О. Ф. Исследование статистической жесткости тяжелых токарных станков // Надежность режущего инструмента. Сб. статей. Вып. 18/ Краматорск: ДГМА, 2005. 3. Гузенко В.С., Бабин О.Ф., Полупан И. И. Исследование динамических характеристик колесотокарного станка КЖ1836 при резании // Машиностроение и техносфера XXI века. Сборник трудов XV Международной научно-технической конференции. Том 1/ Донецк, 2008. 4. Кудинов В. А. Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. – 360 с.

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ СТІЙКОСТІ ПРОЦЕСУ МЕХАНООБРОБКИ КОЛІСНИХ ПАР

Полупан І.І., Гузенко В.С., Міранцов С.Л., Шульга А.А.

У статті розроблено динамічна модель пружної системи «різець-супорт» колесотокарного верстата КЖ1836. За експериментальними даними значень жорсткості супортної групи побудовані АФЧХ.

ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПРОЦЕССА МЕХАНООБРАБОТКИ КОЛЕСНЫХ ПАР

Полупан И.И., Гузенко В.С., Миранцов. С.Л., Шульга А.А.

В статье разработана динамическая модель упругой системы «резец-суппорт» колесотокарного станка КЖ1836. По экспериментальным данным значений жесткости супортной группы построены АФЧХ.

RESEARCHES OF F DYNAMIC STABILITY IN THE COURSE OF MACHINING PROCESS OF WHEEL PAIRS

Polupan I.I., Guzenko V.S., Mirantsov S.L., Shulga A.A.

In the article the dynamic model of the elastic system of «cutter-carriage» of car wheel lathe 1836 is developed. From experimental data of values of inflexibility of carriage group harmonic locuses is built.

Ключевые слова: динамическая устойчивость, жесткость, колесотокарный станок, крепление режущей пластины, зазоры в стыках, динамическая характеристика, резец, суппорт

Клименко Г.П., Ткаченко М.А.
ДГМА, г.Краматорск, Украина

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ І УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ІНСТРУМЕНТІВ НА ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

Вступ

Ефективність процесу механічної обробки в значній мірі залежить від рівня якості процесу експлуатації різального інструменту, на який впливає багато випадкових збурюючих факторів. Оскільки значна частина простоїв обладнання пов'язана з різальним інструментом, а особливо на важких верстатах, простої яких обходяться надто дорого, то для підвищення ефективності процесу механічної обробки разом із підвищенням якості різального інструменту необхідно підвищувати і рівень якості процесу його експлуатації [1].

Основна частина

Під експлуатацією інструменту зазвичай вважають використання різального інструменту як складової частини технологічної системи для здійснення процесу механічної обробки.

Практика засвідчує, що часто причиною низької ефективності різального інструменту є нераціональне його застосування. Підвищені витрати інструменту та інструментальних матеріалів нерідко пов'язані з відсутністю науково обґрунтованих регламентів його роботи та норм витрат [2]. Через це сучасна система експлуатації інструменту повинна включати: нормативи режимів різання, рекомендації з вибору інструменту, критерії та порядок його заміни, норми стійкості та ін.

Під раціональною експлуатацією різального інструменту розуміється такий процес його використання, при якому, поряд з високою продуктивністю та мінімальними витратами, досягається найменша витрата інструменту при заданому рівні його надійності. В окремих випадках, у зв'язку з виробничою ситуацією, можуть висуватися додаткові вимоги до процесу експлуатації інструменту, наприклад, забезпечення стабільного стружкодробління, мінімізація енергетичних витрат та ін. У цьому випадку формуються додаткові цільові функції та обмеження [3].

Задача визначення раціональних регламентів експлуатації: режимів різання, параметрів витрат інструменту, рівня надійності та ін. пов'язана з урахуванням багатьох технологічних, техніко-економічних факторів і є багатокритеріальною. Критеріями ефективності при визначенні регламентів експлуатації інструментів можуть бути всі вихідні параметри процесу експлуатації, кожний з них, або будь-яке їх сполучення.

Зі збільшенням числа обмежень підвищується трудоемність розрахунків і зменшується їх точність, внаслідок того, що область раціональних режимів різання не завжди збігається з екстремальними точками цільової функції, а перебуває на лінії перетину найсуттєвішого обмеження з поверхнею, що відображає область існування цільової функції.

В якості основних критеріїв ефективності експлуатації інструменту на важких токарних верстатах з урахуванням попередніх досліджень та більшої вартості важких токарних верстатів і більших виробничих площ, які вони займають, прийнято продуктивність, приведені витрати, розмірна стійкість та витрати інструменту.

Мета роботи – підвищення ефективності процесу експлуатації різального інструменту на важких верстатах шляхом визначення управляючих параметрів процесу з урахуванням рівня його якості.

На рис. 1 наведено систему математичних моделей і цільових функцій для оптимізації режимів різання і норм витрати інструменту.

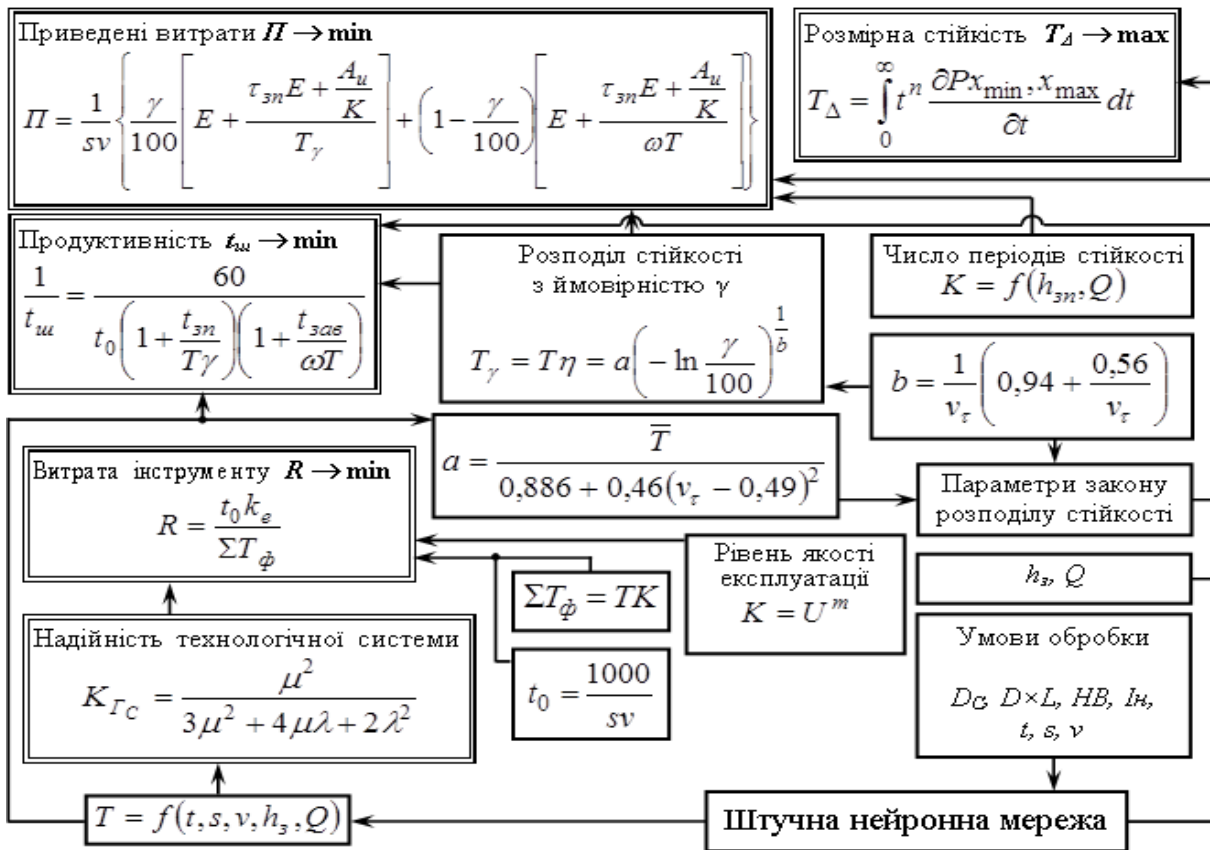


Рис. 1 - Система математичних моделей і цільових функцій для оптимізації режимів різання і норм витрати інструменту

Система включає набір цільових функцій: приведені витрати Π , продуктивність $1/t_{uu}$, витрати інструменту R , розмірну стійкість T_Δ , надійність технологічної системи $K_{Гс}$. Попередніми дослідженнями було доведено, що розподіл стійкості інструментів важких верстатів відповідає закону Вейбулла-Гнєденко. Тому, у системі наведено залежності складових параметрів цільових функцій: гамма-відсоткова стійкість, параметри закону її розподілу a і b , коефіцієнт рівня якості експлуатації, математичні моделі яких обґрунтовані у роботах [3, 4].

Особливістю системи, розробленої на основі досліджень даної роботи, є застосування штучної нейронної мережі для визначення періоду стійкості інструменту для змінних умов експлуатації конкретного виробництва, завдяки чому враховується стохастичний характер зміни значень цільових функцій. Введення коефіцієнту рівня якості експлуатації у функцію витрати інструменту дає можливість визначити оптимальні режими різання і норми видатку інструменту з урахуванням якості процесу.

Розроблені математичні моделі цільових функцій і обмежень були використані в багатокритеріальній оптимізації режимів різання й витрати різального інструменту з урахуванням рівня його експлуатації. Залежно від вимог конкретного підприємства і його виробничої ситуації система дозволяє сформувати набір критеріїв для оптимізації.

Задача оптимізації полягає у визначенні форми, механічних властивостей, режимів роботи конструкцій та інших критеріїв, поєднання яких забезпечує якість процесу. Для розв'язання задачі оптимізації необхідно вибрати принцип оптимальності, умови і метод його реалізації.

Якщо розглядається лише один управляючий параметр, то цільову функцію залежно від її значення можна представити лінією на площині. Якщо управляючих параметрів два, то цільова функція буде поверхнею в трьохвимірному просторі. При трьох і більше

управляючих параметрах поверхні, які задаються цільовою функцією, стають гіперповерхнями і не піддаються наочному зображенню.

В ряді задач оптимізації необхідно розглянути декілька цільових функцій. Така оптимізація є «багатокритеріальною», а окремі цільові функції – критеріями ефективності.

У випадку сумірних критеріїв, коли всі критерії мають одну розмірність, або їх можливо привести до безрозмірного виду, застосовується принцип «згортки». В результаті згортки із всіх критеріїв ефективності отримують одне значення – скаляр S .

Задача згортки векторної цільової функції може бути розв'язана не формально з використанням експертних оцінок фахівців, які призначають коефіцієнти вагомості для кожного критерію ефективності, а скалярну цільову функцію отримують у вигляді суми r критеріїв ефективності, Φ_i помножених на їх коефіцієнти вагомості α_i (адитивний метод):

$$S = \sum_{i=1}^r \alpha_i \Phi_i, \quad \sum_{i=1}^r \alpha_i = 1.$$

За неможливості призначення коефіцієнтів вагомості цільову функцію можна задати методом мультиплікативного середнього – у вигляді добутку критеріїв ефективності:

$$S = \sqrt[r]{\prod_{i=1}^r \Phi_i},$$

або у вигляді дробу, в чисельнику якого розміщують критерії, котрі бажано було б збільшити Φ_i^{\max} , а в знаменнику – котрі треба зменшити Φ_i^{\min} .

$$S = \frac{\prod_{i=1}^n \Phi_i^{\max}}{\prod_{i=1}^m \Phi_i^{\min}}, \quad \text{де } n + m = r.$$

Недоліком скалярних цільових функцій, отриманих шляхом згортки векторних цільових функцій, є прихованість низької ефективності за одними критеріями за високої ефективністю за іншими.

Оптимізація відбувалась методом динамічного програмування – особливим математичним методом, який дозволяє знайти оптимальне рішення за декілька кроків. Цільова функція в початковий момент часу характеризується деяким числом. В кожний наступний момент часу керуючі параметри змінюються, внаслідок чого змінює своє значення і цільова функція. При цьому зміна керуючих параметрів повинні задовольняти як вхідні обмеження, так і обмеження, які виникають під час пошуку оптимального значення. Зміни цільової функції на кожному кроці складаються в оптимальний розв'язок задачі. Таким чином, знаходяться серед усіх послідовностей допустимих змін керуючих параметрів ті, котрі б забезпечили оптимальні значення цільової функції на кожному окремому кроці розв'язку задачі.

На рис. 2 наведено перерізи поверхонь цільових функцій для різних глибин різання. Оптимальні значення режимів різання знаходяться в області перетинання трьох критеріїв.

Прийняття рішень про привалюючий критерій відбувається залежно від виробничої ситуації на підставі експертних оцінок. Так, для попередньої обробки деталей поряд з критеріями приведених витрат і продуктивності враховується критерій витрати інструменту, для остаточної обробки замість нього – критерій найменшої ймовірності виходу розміру деталі за поле допуску. Завдання визначення раціональних режимів експлуатації інструменту вирішується з урахуванням всіх технологічних і техніко-економічних факторів.

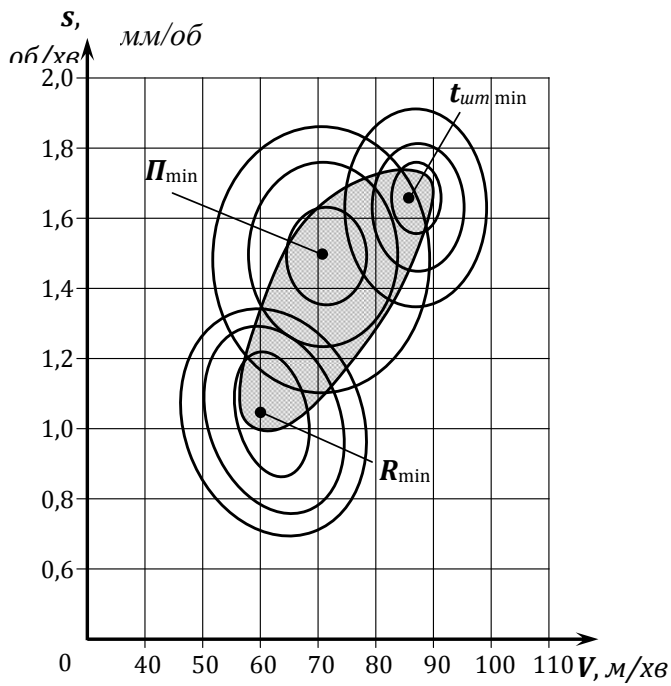


Рис. 2 - Переріз поверхонь цільових функцій для визначення області оптимальних значень режимів різання

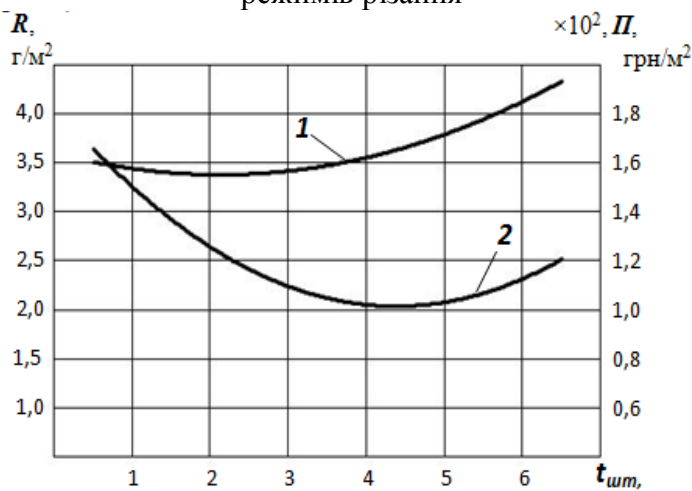


Рис. 3 - Зміна значень критеріїв з урахуванням зниження продуктивності:

1 – приведені витрати P ; 2 – витрати інструменту R

Проаналізуємо деякі показники надійності та критерії при переході від мінімуму одного критерію до мінімуму іншого критерію. Для графічного зображення як аргумент приймемо штучний час t_{um} – показник продуктивності обробки. Із збільшенням t_{um} , при переході від безумовного мінімуму t_{um} до мінімуму витрат P , далі до мінімуму витрат інструментального матеріалу R , питомі витрати поступово знижуються, а потім збільшуються, (рис. 3).

Для визначення точки компромісу найприйнятнішим показником, з погляду виробника, є продуктивність обробки. Разом з тим, очевидно те, що на практиці вибір параметрів інструменту й режимів різання залежить від конкретної виробничої ситуації й зміщується у бік зменшення приведених витрат.

Зі змінних параметрів найсуттєвіше змінюється подача s , мм/об у бік зменшення й поступово зростає швидкість різання V , м/хв. Зменшення подачі й збільшення швидкості різання однаковою мірою впливає на основний і штучний час, зменшуючи витрати. Режими різання впливають подвійно на стан процесу механічної обробки. Зі збільшенням подачі зростає ймовірність руйнування різального інструменту, збільшується коефіцієнт варіації стійкості інструменту. Зростання швидкості знижує вартість, але позитивно впливає на коефіцієнт варіації стійкості.

Розглянемо результати багатокритеріальної оптимізації на прикладі механічної обробки прокатного валу зі сталі 70ХЗГНМФ на важкому токарному верстаті КЖ16275Ф3. Значення критеріїв оптимальності процесу механічної обробки, функції показників надійності із зміною окремих мінімумів наведено в табл. 1.

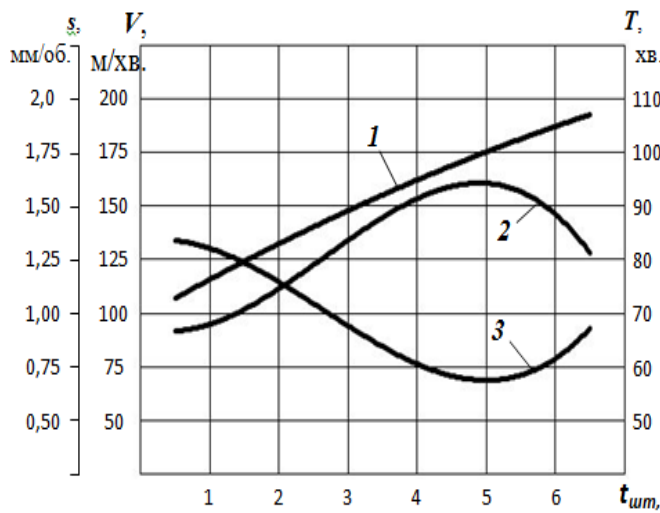


Рис. 4 - Зміна оптимізованих параметрів залежно від мінімуму прийнятого критерію:
 1 – період стійкості, T ; 2 – швидкість різання, V ; 3 – подача, s

Однією з основних умов експлуатації є сервісне обслуговування важкого токарного верстату з обов'язковою доставкою інструменту.

На рис. 5 наведено результати розрахунків оптимальних режимів різання при обробленні валу із сталі 70ХЗГНМФ в умовах промислового виробництва, які забезпечують максимальну продуктивність з рівнем якості $U = 1$.

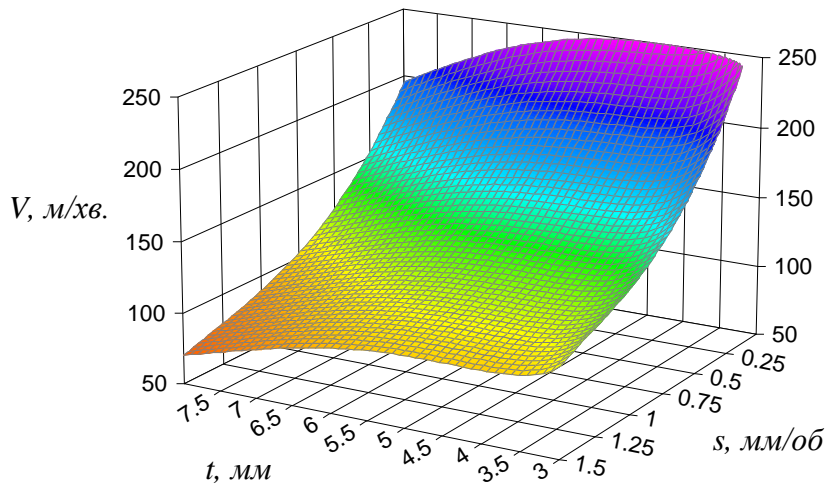


Рис. 5 - Режими різання для обробки валу із сталі 70ХЗГНМФ в умовах ЗАТ «НКМЗ», що забезпечують максимальну продуктивність

Таблиця 1.

Значення критеріїв оптимальності, параметрів інструменту, режимів різання та показників надійності

Критерій, Min	Витрати, P	Штучний час, $t_{шт}$	Витрати сплаву R	Імовірність руйнування, q	Стійкість, T	Допоміжний час t_b	Показник стабільності, C_w	Подача S	Швидкість V	Товщина пластини h	Висота різця H
P_{min}	10,7	1,88	0,89	0,225	60	10,7	0,54	1,4	60	18	160
$t_{um\ min}$	12,9	1,02	1,61	0,244	45	9,5	0,48	1,8	90	20	160
R_{min}	12,9	3,1	0,52	0,18	120	7,5	0,3	1,2	60	12	160
Σ	11,2	2,42	0,91	0,2	75	8,5	0,4	1,2	90	16	160

Висновки

Таким чином в роботі вирішена задача визначення раціональних режимів різання з урахуванням рівня якості експлуатації інструменту на важких токарних верстатах на основі критеріїв оптимізації, які залежать від конкретної виробничої ситуації.

Література: 1. Клименко Г. П. Анализ отказов токарных резцов тяжелых станков / Г. П. Клименко, А. Ю. Андронов, Н. А. Ткаченко // Машиностроение и техносфера XXI века : сборник трудов XIV международной научно-технической конференции : в 5 т. – Донецк : ДонНТУ, 2007. – Т. 2. – С. 148–150. 2. Клименко Г. П. Определение нормативного расхода режущего инструмента для тяжелых токарных станков / Г. П. Клименко // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков : ХГПУ, 1998. – Вып. 52. – С. 99–104. 3. Клименко Г. П. Определение ограничений на режимы резания при оптимизации регламентов эксплуатации инструмента на тяжелых станках / Г. П. Клименко, Я. В. Васильченко, Н. А. Ткаченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. – Краматорськ : ДДМА, 2003. – Вип. 14. – С. 29–35. 4. Клименко Г. П. Разработка системы рациональной эксплуатации режущего инструмента / Г. П. Клименко // Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков : ХГПУ, 2000. – Вып. 57. – С. 110–114. 5. Клименко Г.П. Основы рациональной экслуатации режущего инструмента. – Краматорск : ДГМА, 2006. – 200 с.

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ РЕЖИМІВ І УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ІНСТРУМЕНТІВ НА ВАЖКИХ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ

Клименко Г.П., Ткаченко М.А.

Робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної задачі підвищення ефективності процесу експлуатації різальних інструментів важких верстатів з метою впровадження ресурсозберігаючих технологій, підвищенню надійності технологічної системи, точності та конкурентоздатності продукції.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕЖИМОВ И УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ИНСТРУМЕНТОВ НА ТЯЖЕЛЫХ ТОКАРНЫХ СТАНКАХ

Клименко Г.П., Ткаченко Н.А.

Работа посвящена решению актуальной научно-технической задачи повышения эффективности процесса эксплуатации резательных инструментов тяжелых станков с целью внедрения ресурсосберегающих технологий, повышению надежности технологической системы, точности и конкурентоспособности продукции.

DETERMINATION of RATIONAL MODES And EXTERNAL of INSTRUMENTS ENVIRONMENTS ON HEAVY LATHES

Klimenko G.P., Tkachenko N.A.

Work is devoted the decision of actual scientific and technical task of increase of efficiency of process of exploitation of cuttings instruments of heavy machine-tools with the purpose of introduction of resursosberegayuschikh technologies, to the increase of reliability of the technological system, exactness and competitiveness of products.

Ключеві слова: різець, токарна обробка, оптимізація, цільова функція, коефіцієнт.

Андронов О.Ю.
м. Краматорськ, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ЗБІРНИХ ТВЕРДОСПЛАВНИХ РІЗЦІВ

Вступ

Підвищення рівня автоматизації сучасного металорізального обладнання вимагає підвищеної уваги до стабільності обробки деталей, скороченню простоїв верстатів, в тому числі за причиною відмов різальних інструментів. Особливо це важливо для важких верстатів с ЧПК, вартість експлуатації яких дуже велика, а брак високотехнологічних важких деталей недопустимий.

Використання збірних токарних різців замість напаяних вимагає нового підходу до оцінки їх надійності. Оцінка надійності збірних токарних різців для важких верстатів має значення не тільки на стадії експлуатації, але й на стадії їх проектування [1]. Розробка регламентів експлуатації різаних інструментів на важких верстатах, формування цільових функцій для операцій оптимізації параметрів механічної обробки повинне проводитись, виходячи із заданого рівня надійності різального інструменту. У цей час використовується велику кількість показників, що дозволяють визначити безвідмовність, довговічність і ремонтпридатність інструмента окремо. Комплексним показником надійності збірного інструмента як системи може служити коефіцієнт готовності.

Для спрощення математичної моделі надійності, розробленої в роботі [2] прийнято припущення про експоненціальний закон розподілу напрацювання та часу відновлення працездатності збірних токарних різців для важких верстатів, що знижало точність прогнозування надійності та розрахунку витрати різального інструменту.

Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації збірних різців для обробки на важких токарних верстатах за рахунок підвищення надійності різальних інструментів магнітоімпульсною обробкою та визначення раціональних регламентів їх експлуатації.

Токарний різець збірної конструкції із погляду надійності можна представити як послідовну систему, тому що вихід з ладу будь-якого елемента різця приводить до відмови всієї системи. Показником надійності системи є коефіцієнт готовності, який характеризує як безвідмовність різця, так і його ремонтпридатність [2]. Він визначає ймовірність знаходження системи в працездатному стані в деякий момент часу за умови, що в початковий момент система була в справному стані.

Побудуємо полумарківську модель для схеми ненагруженого дублювання з відновленням, яка містить резервний елемент ізольований від навантажень і не втрачає своїх надійнісних властивостей; елементи системи неоднакові, мають різні показники надійності; часи безвідмовної роботи елементів і часи відновлення, розподілені за деякими законами функції, що відповідають, розподілу позначаються для часів безвідмовної роботи $F_1^{(i)}(t)$ і для часів відновлення $F_0^{(i)}(t)$.

Безліч станів системи E в відповідності з наявним поняттям відмови розбивається на дві підмножини $E = E_1 \cup E_0$, $E_1 \cap E_0 = \emptyset$, де E_1 – інтерпретується як безліч працездатних станів системи; E_0 – безліч непрацездатних станів.

Розглянуті стани системи: 1 – перший елемент працездатний і включений до роботи, другий працездатний і перебуває в резерві (початковий стан системи); 2 – перший елемент працює; 3 – другий елемент працює; 4 – часткове відновлення (поворот пластини), 5 – повне відновлення (заміна пластини). Безліч станів E в цьому випадку можна представити у вигляді

$$E = \{1, 2, 3\} \cup \{4, 5\} \times R_+,$$

де $R_+ = \{x : x \geq 0\}$ – безліч ненегативних дійсних чисел.

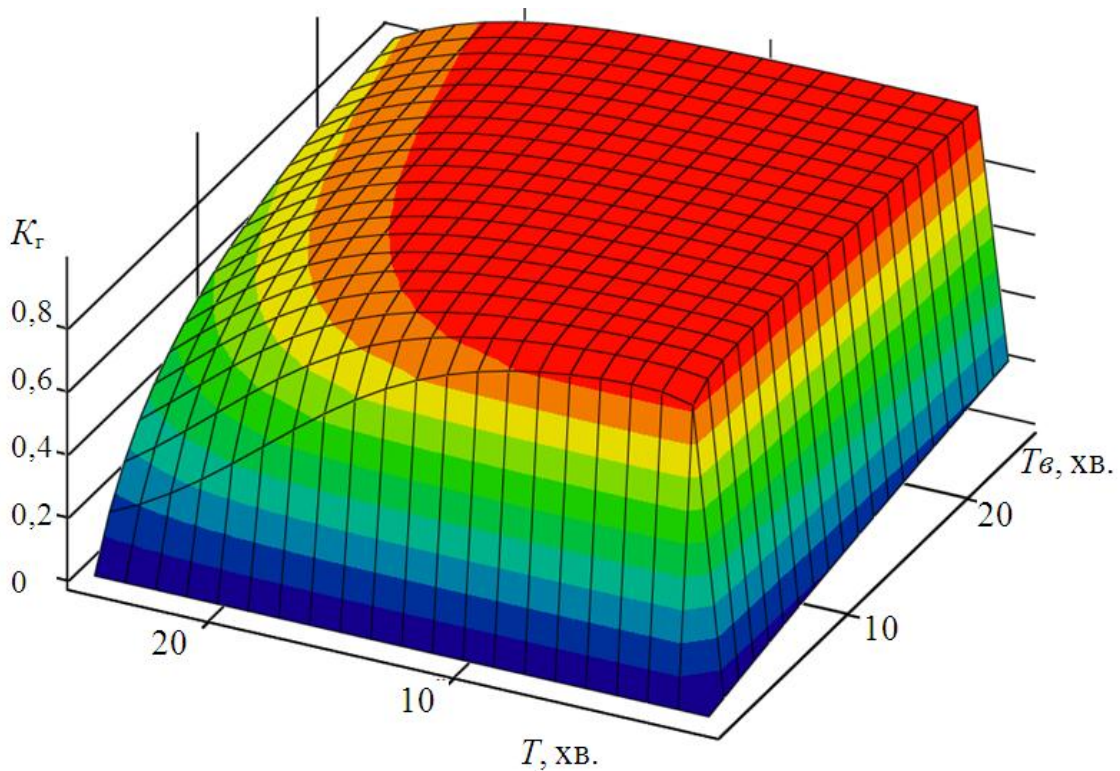


Рис. 1 – Коефіцієнт готовності при експоненціальному розподілу періоду відновлення, та періоду стійкості за законом Вейбула

Коефіцієнт готовності

$$K_{\Gamma} = \left(1 + \frac{\sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{(1/t_1)^{nb_1+1}}{a_1^{nb_1} (nb_1 + 1)n!} + \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \frac{(1/t_2)^{nb_2+1}}{a_2^{nb_2} (nb_2 + 1)n!}}{t_4 e^{-(0,3t_4)} \int_0^{\infty} t_4 e^{-(0,3t_4)} dx + t_5 e^{-(0,3t_5)} \int_0^{\infty} t_5 e^{-(0,3t_5)}(x) dx} \right)^{-1} \quad (1)$$

Залежність (1) можна використовувати для розподілу заданого рівня надійності всього токарного різця даної конструкції між його елементами, маючи апріорну інформацію про інтенсивність їх відновлення. Якщо ж необхідно сконструювати різець для даних умов обробки (тобто с заданою інтенсивністю відновлення), то для отримання заданого рівня надійності необхідно вибрати такі конструктивні розв'язки, які дозволять забезпечити певні цієї залежністю показники ремонтпридатності.

Витрати на експлуатацію різального інструменту в функції часу мають тенденції до зростання, бо старіння окремих елементів різця призводить до необхідності вкладати дедалі більші кошти для відновлення втрачених властивостей.

При встановленні оптимального (з економічних позицій) рівня надійності різального інструменту прийнято до уваги, що вимоги безвідмовності двояко пов'язані із витратами на виготовлення та експлуатацію (рис. 2). При вимогах до безвідмовності роботи різального інструменту потрібні підвищені витрати на його виготовлення.

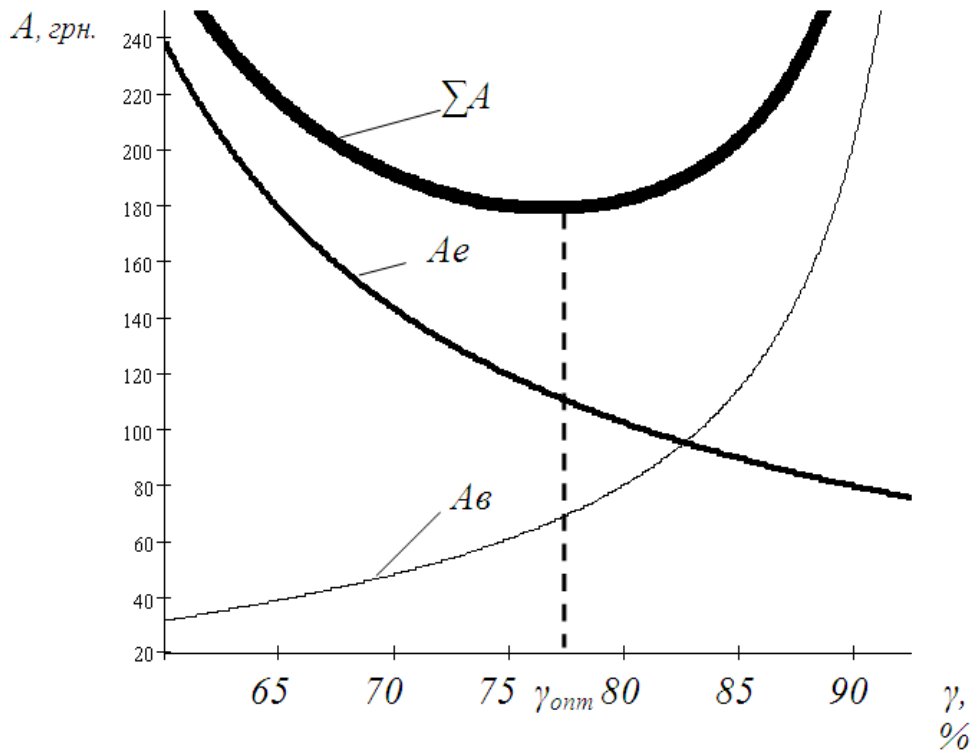


Рис. 2 – Вплив вимог безвідмовності на витрати при виготовленні та експлуатації

Якщо виразити сумарні витрати на виготовлення A_v та експлуатацію різального інструменту A_e у функції ймовірності безвідмовної роботи періоду, то мінімум цієї функції визначить економічно доцільний рівень безвідмовності різального інструменту. При більшому впливі безвідмовності на експлуатаційні витрати оптимальне значення рівня надійності зсуватиметься в бік вищих значень цих витрат.

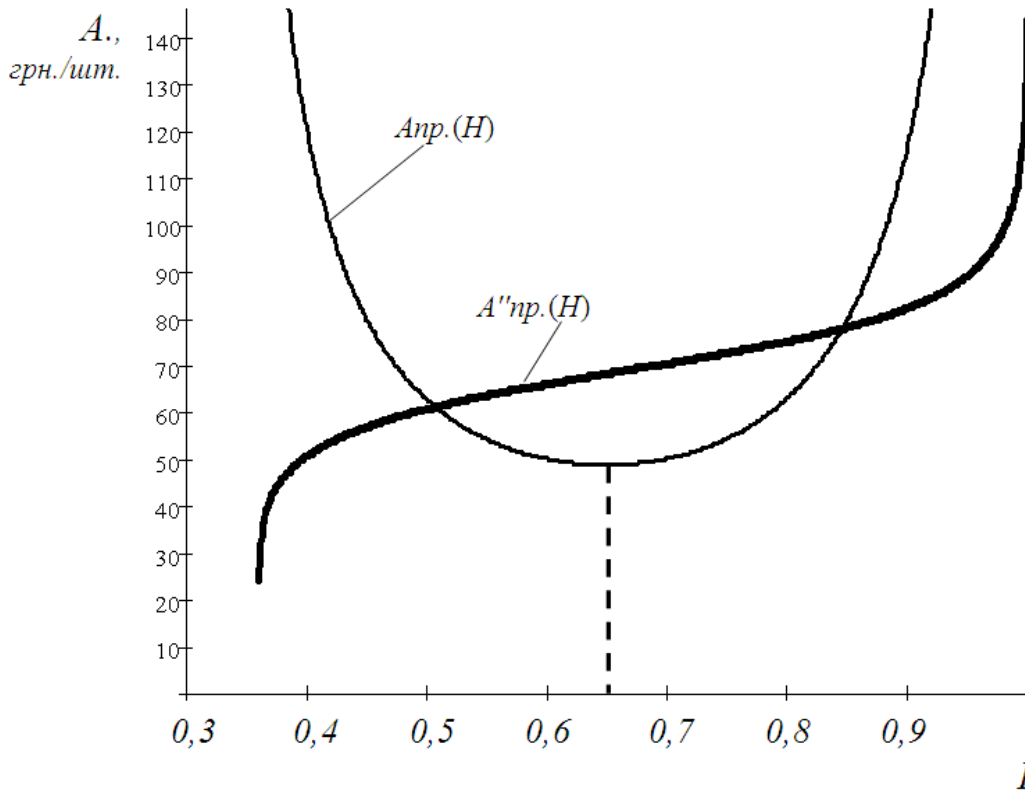


Рис. 3 – Залежність показника змінної частини собівартості A та його прискорення від

H

Мінімум функції сумарних витрат визначає економічно доцільний рівень надійності різальних інструментів за критерієм видатку, який складає 0,78. Для визначення доцільного рівня надійності за критерієм приведених витрат розрахуємо частинну двійну похідну наведених витрат і розв'яжемо рівняння:

$$\partial A_{nep} / \partial \gamma = 0.$$

Змінна частина собівартості обробки однієї деталі, що залежить від витрат пов'язаних з інструментом і змінними режимами різання, виражається рівнянням:

$$A_{nep} = t_0 E + \frac{t_{CM} E_T}{z_T} + \frac{\frac{A_u}{K} + A_z}{z_T},$$

де t_0 – основний час обробки однієї деталі, хв.; E – вартість станко-хвилини, грн./хв.; E_T – сумарні витрати, пов'язані із простоями під час зміни інструмента, грн./хв.; t_{CM} – час зміни й настроювання інструмента, хв.; A_u, A_z – вартість інструмента й заточення відповідно, грн.; K – число періодів стійкості.

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 A_{np}}{(\partial \gamma)^2} = & \frac{C_t}{T_e \nu \gamma \left(\frac{T_m - T_e}{T_e} \right)^{1/\mu}} \left(\left(a_{i\ddot{a}\ddot{e}} t_{\ddot{n}\ddot{i}\ddot{v}\ddot{e}} - \tilde{N}_2 + \left(\frac{A_u}{K_1} + A_{z1} \right) - x4 \right) \left(\frac{T_m}{(-\ln \gamma)^{1/b}} - a \right)^{1/\mu} - \right. \\ & \left. - \left(E T_e + \gamma \left(a_{i\ddot{a}\ddot{e}} t_{\ddot{n}\ddot{i}\ddot{v}\ddot{e}} - \tilde{N}_2 + \left(\frac{A_u}{K_1} + A_{z1} \right) - \frac{A_u}{K_2} + A_{z2} \right) \right) + \right. \\ & \left. + (E + a_{i\ddot{a}\ddot{e}}) t_{\ddot{n}\ddot{i}\ddot{v}\ddot{e}} \right) \frac{T_m \left(\frac{T_m}{(-\ln \gamma)^{1/b}} - a \right)^{1/\mu}}{b \mu \gamma \ln \lambda (-\ln \gamma)^{1/b} \left(\frac{T_m}{(-\ln \gamma)^{1/b}} - a \right)} = 0. \end{aligned}$$

Аналізуючи залежності визначених параметрів від гама-відсотка можливо зробити висновок про те, що мінімальне раціональне значення дорівнює близько 0,80-82, після якого стрімко зростають показники видатку та перемінної собівартості, а мінімальне значення мінімуму, що забезпечує доцільний рівень надійності різального інструменту за критерієм приведених витрат дорівнює близько 0,64.

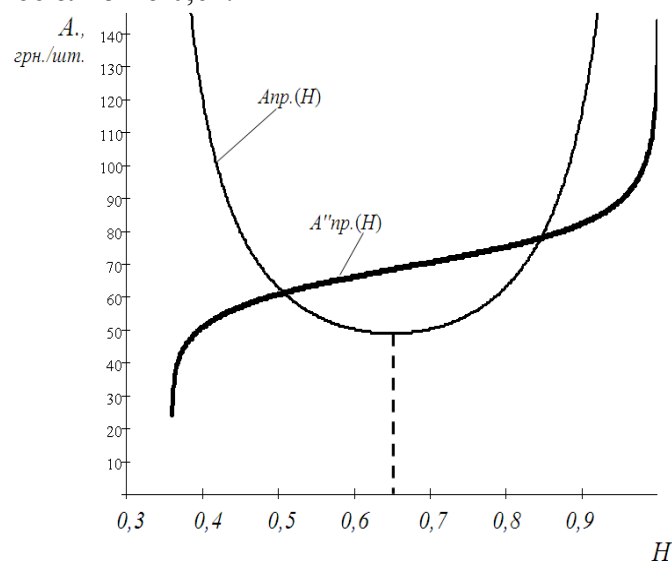


Рис. 3 – Залежність показника змінної частини собівартості A та його прискорення від H

Одним з найперспективних шляхів підвищення ефективності при створенні різального інструменту, в особливості з твердих сплавів, є використання сучасних методів зміцнення, таких як магнітоімпульсна обробка (МІО), спрямованих на формування оптимальних властивостей інструментальних матеріалів: твердості, мікроструктури, а також їх експлуатаційних характеристик.

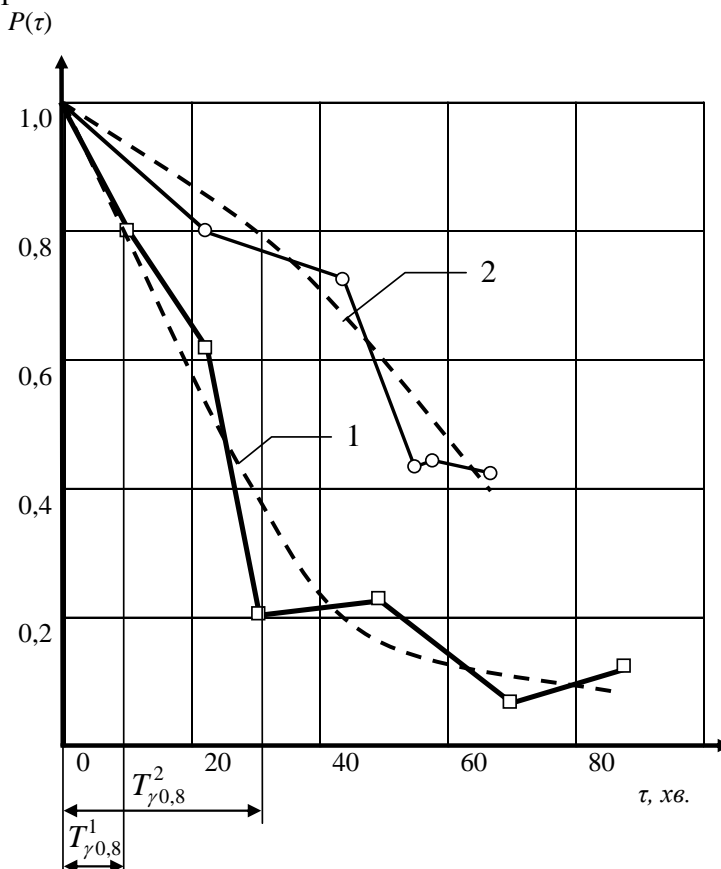


Рис. 4 – Результати аналізу безвідмовної роботи токарних різців пластинами T5K10 при порівняльних випробуваннях

1 – T5K10, 2 – T5K10+МІО
 — статистичні — — теоретичні

Для оцінки ефекту зміцнення твердосплавних різців, підвищення їх безвідмовності проведений ряд експлуатаційних випробувань, які проведені в умовах ЗАТ НКМЗ на токарному верстаті мод. КЖ16274Ф3 різцями з висотою держака $H = 45$ мм (табл. 1).

Випробування проводилися відповідно до методики тривалих випробувань на надійність різального інструменту.

Математична обробка результатів випробувань показала збільшення середнього періоду стійкості зміцненого інструмента, а також зменшення коефіцієнта варіації стійкості інструмента й зміни закону розподілу стійкості з Вейбула до нормального, що особливо важливо для верстатів з ЧПК.

Таблиця 1

Результати порівняльних експлуатаційних випробувань твердосплавних збірних різців, зміцнених МІО

(деталь: Сталь 9ХС, 500х2500 мм; інструмент: T5K10, $\phi = 60$, $\epsilon = 30$, режими різання: глибина $t = 12$ мм, подача $S = 1,6$ мм/об, швидкість $V = 52$ м/хв., квадрат)

№ партії	Характеристики розподілу стійкості					Змінення показників		
	Середній період стійкості \bar{T} , хв.	Коеф. варіації $V\tau$	T_y	Діапазон розсіювання	Закон розподілу	$V\tau$	T	$T_{y0,8}$
1 без МІО	29	0,7	10	6-94	Вейбула $a = 34,8$ $b = 1,5$	–	–	–
2 зміцненний МІО	46	0,3	35	22-69	Нормальний $T = 46$ $\sigma = 12$	Зниження у 2,33 рази	Підвищення у 1,6 рази	Підвищення у 3,5 рази

Висновки

Розроблено математичну модель надійності збірної різця з використанням теорії полумарківських ланцюгів у вигляді залежності коефіцієнту готовності різця як системи від параметрів законів розподілу періодів стійкості та відновлення. Здобуто математичну модель прискорення зміни приведених витрат, мінімум яких відповідає раціональному рівню надійності різальної пластини з урахуванням їх витрати. На основі дослідження зміни експлуатаційних витрат при обробці на важких верстатах в залежності від рівня надійності і витрат на різальний інструмент доведено, що раціональний рівень надійності збірної різця в цілому складає в середньому 0,64.

Експлуатаційні тривалі випробування різальних пластин Т5К10 збірної токарного різця довели, що магнітоімпульсна обробка підвищує стабільність роботи різального інструменту, про що свідчить зменшення діапазону розсіювання стійкості і зменшення коефіцієнту варіації від 0,7 до 0,4.

Література: 1. Клименко Г. П. Надійність процесу експлуатації різального інструменту на важких верстатах / Г. П. Клименко, Я. В. Васильченко, О. Ю. Андронов, М. А. Ткаченко // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем: зб. наук. праць. – Краматорськ-Київ : ДДМА, 2004. – Вип. 15. – С. 46-51. 2. Клименко Г.П. Повышение надежности технологической системы при механообработке труднообрабатываемых материалов на тяжелых токарных станках / Г. П. Клименко, Н. С. Равская, А. Ю. Андронов // Вестник двигателестроения. – Запорожье : ЗНТУ, 2009. – №2. – С. 116–119.

ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО РІВНЯ НАДІЙНОСТІ ЗБІРНИХ ТВЕРДОСПЛАВНИХ РІЗЦІВ

Андронов О.Ю.

Розроблено математичну модель надійності збірної токарного різця для важкого токарного верстату на основі аналізу полумарківських процесів для схеми ненагруженого дублювання з відновленням. Доказано експлуатаційними випробуваннями підвищення надійності збірних токарних різців для важких верстатів магнітоімпульсною обробкою.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО УРОВНЯ НАДЕЖНОСТИ СБОРНЫХ ТВЕРДОСПЛАВНЫХ РЕЗЦОВ

Андронов А.Ю.

Разработана математическая модель надежности сборного токарного резца для тяжелого токарного станку на основе анализа полумарковских процессов для схемы ненагруженного дублирования с возобновлением. Доказано эксплуатационными испытаниями повышения надежности сборных токарных резцов для тяжелых станков магнитоимпульсной обработкой.

DETERMINATION OF RATIONAL LEVEL OF RELIABILITY OF COLLAPSIBLE HARD-ALLOY CHISELS

Andronov A.

On the basis of semimarkovian processes analysis for the scheme of not loaded duplication with restoration the mathematical model of modular cutter reliability for heavy lathe are developed. Proved performance tests to improve the modular cutter reliability for heavy machine-tool magnetic-charge processing.

Ключові слова: надійність, раціональний рівень, модель, випробування, магнітоімпульсна обробка, верстат.

Казакова Т.В.

ДГМА, г. Краматорск, Украина

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ УПРАВЛЕНИЕМ НАДЕЖНОСТЬЮ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Введение

Эффективность и безотказность работы современного станочного оборудования требует значительного повышения надежности режущего инструмента и уменьшения вероятности отказов, связанных с его недостаточной прочностью. Прочность и надежность инструмента определяют экономически целесообразную подачу при черновой обработке, а через нее производительность обработки, обуславливают расход твердого сплава. Особое значение в связи с этим приобретает эффективная оценка надежности и качества инструмента, требующая исследования механизма и разработки моделей накопления повреждений, которые являлись бы теоретической базой для разработки основ его комплексной сертификации, моделей прогнозирования работоспособности и алгоритмов оптимального управления нагружением инструмента в процессе резания с учетом его поврежденности.

Анализ исследований и публикаций по теме

Исследования надежности и качества режущего инструмента посвящено много работ. Наиболее полно вопросы обеспечения надежности и качества инструмента для автоматизированного производства рассмотрены в работе / 1 /. В работах / 1,2 / рассмотрены вопросы оценки качества инструмента на стадиях его проектирования.

Анализ публикаций по данной проблеме показал, что на надежность инструмента существенно влияет характер нагружения, особенно в начальный период нагружения, так как скорость протекания различных стадий накопления повреждений определяется не только свойствами инструментального материала, но и условиями нагружения.

Основой современных методов расчета надежности при нестационарных режимах нагружения является модель суммирования повреждений a_n .

При линейном суммировании повреждений $a_n=1$.

Установлено, что во время резания инструмент подвергается упрочнению и «тренировке», и a_n при этом существенно больше единицы / 3,5 /. Разработана нелинейная модель суммирования повреждений, которая предусматривает расходование инструментом некоего ресурса / 1,4 /. В работе / 4 / приведены математические модели суммирования повреждений при различном количестве ступеней нагружения. При наиболее распространенном двухступенчатом нагружении математическая модель суммирования повреждений имеет вид

$$(\tau_1 + \tau_2) = \left[\left(1 - \frac{\tau_1}{T_{P1}} \right)^{\frac{\alpha(S_2)+1}{\alpha(S_1)+1}} - \frac{\tau_2}{T_{P2}} \right]^{\frac{1}{\alpha(S_2)+1}}, \quad (1)$$

где τ_1, τ_2 – время работы при нагрузках S_1 и S_2 ;

T_{P1}, T_{P2} - время работы до разрушения при нагрузках S_1 и S_2 ;

$\alpha(S_i+1)$ - показатель степени падения надежности при нагрузке S_i .

Исходя из зависимости (2) можно рассчитать время на второй ступени нагружения. В данном случае точность расчета τ_2 зависит от точности определения $\alpha(S)$. В работе / 6 / приведена адекватная нелинейная регрессионная модель для расчета остаточного периода

стойкости τ_2 при двухступенчатом нагружении, не требующая предварительного определения α (S)

$$\tau_2 = 2,53\tau_1^{0,66} \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^{-2,9} . \quad (2)$$

В работах / 4-6 / разработана стратегия повышения производительности механической обработки путем ступенчатого нагружения и учета его поврежденности.

Однако в литературе отсутствуют данные о влиянии исходного качества инструмента на его остаточный ресурс и об оптимальном времени предварительной наработки при различном качестве инструмента.

Целью настоящей работы является:

1 Определение зависимости остаточного ресурса от времени предварительной наработки и нагрузки при различном качестве инструмента.

2 Определение оптимального времени (вероятности) предварительной наработки при различном качестве инструмента.

3 Разработка алгоритма управления нагружением инструмента, обеспечивающего увеличение периода стойкости с учетом его качества.

Методика работы

Решение поставленных в работе задач требует комплексного подхода, предусматривающего оценку качества режущего инструмента на этапе проектирования (исследования), контроль качества инструмента на этапе его изготовления, а также оценку поврежденности инструмента на этапе его эксплуатации. Каждый этап работы предусматривает определение оптимальных режимов испытаний (эксплуатации) и контроля, определение средних значений показателей прочности, надежности и коэффициентов их вариации. Алгоритм оценки и управления надежностью приведен на рисунке 1.

Объектом исследований являлись три партии сборных резцов PSSNR 2525M с пластиной T5K10 формы SNUM 120408- MR. Резцы имели различное качество изготовления. Оценка прочности резцов в лабораторных условиях проводили методом ступенчато-возрастающей подачи, оценку показателей надежности проводили по результатам эксплуатационных испытаний. Методики испытаний приведены в / 1 /.

Решение поставленной задачи

Показателями безотказной работы режущего инструмента в автоматизированном производстве является установленный период стойкости T_y , при котором вероятность безотказной работы $P(\tau)$ и T_γ - (γ -%) период стойкости, при котором задается уровень доверительной вероятности T_γ . Однако, по истечении установленного, а в ряде случаев и γ - % периода стойкости партии режущих инструментов (РИ), большинство инструментов являются работоспособными и возникает задача продления сроков их службы, т.е. определение вероятности безотказной работы P_γ , при которой ресурс РИ был бы использован наиболее эффективно при заданной нагрузке, а также задача управления нагружением РИ в процессе эксплуатации, при котором ресурс был бы выработан полностью без снижения производительности.

Для оценки остаточного ресурса инструмента по истечении времени T введен показатель «средний остаточный ресурс»- $R(T)$, определяемый по формуле

$$R(T) = \frac{\int_0^{\infty} P(\tau) d\tau}{P(T)} , \quad (3)$$

где $P(\tau)$ –вероятность безотказной работы инструмента в течение времени τ .

Представляет интерес, когда $R(T) \geq R-T$. Пусть имеется n однотипных инструментов, из которых k отказали в течение времени T , а остальные ($n-k$) – после T . Тогда точечная оценка для показателя «средний остаточный ресурс» будет иметь следующий вид

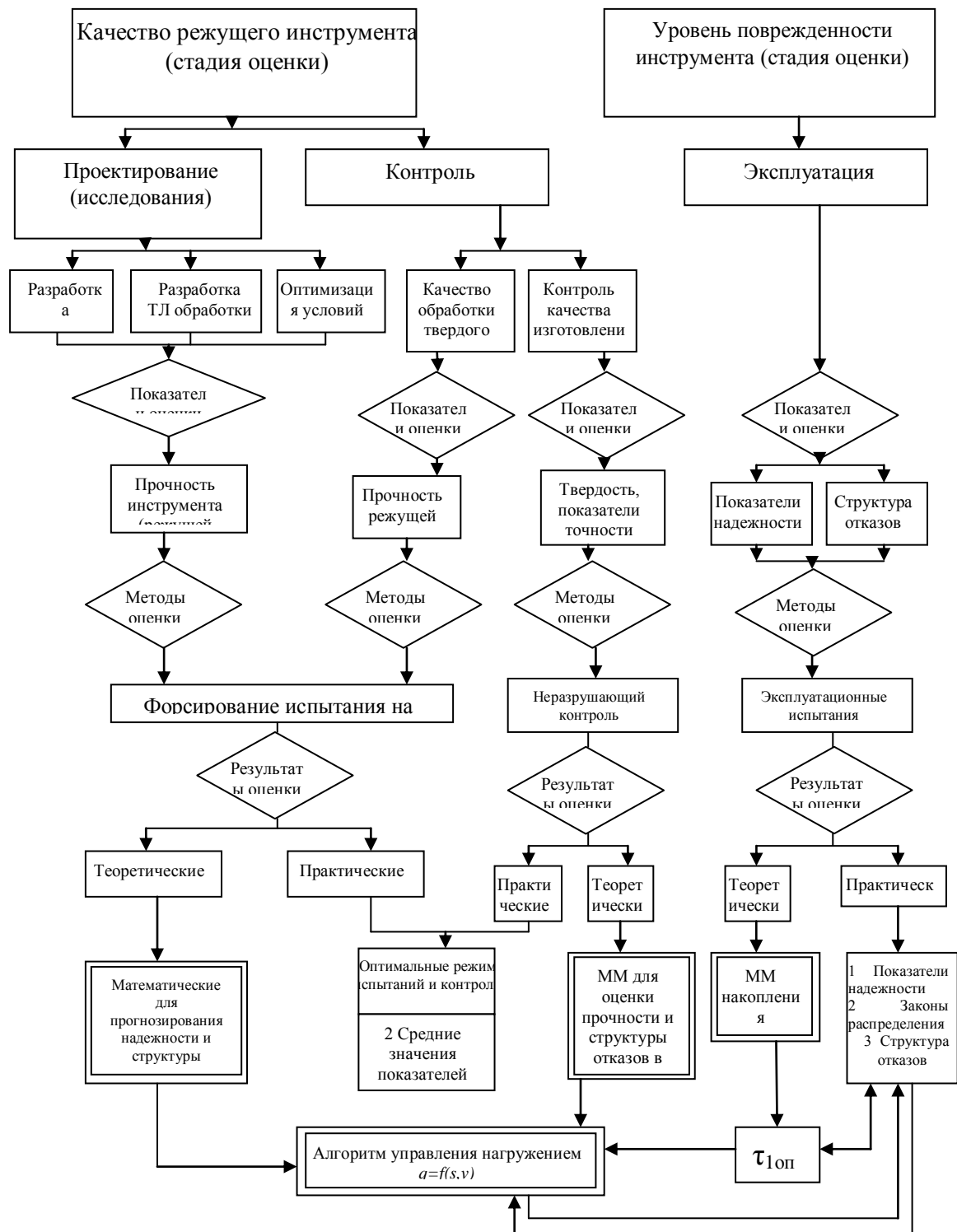


Рис. 1 – Алгоритм оценки и управления надежностью инструмента

$$R(T) = \frac{\sum_{i=1}^{n-k} (\tau_i - T)}{n - k}, \quad (4)$$

где $\tau_1, \tau_2, \dots, \tau_i, \dots, \tau_{n-k}$ – время работы (наработка) до предельного состояния режущих инструментов после времени T .

Для определенности и удобства будем считать, что $\tau_1 < \tau_2 < \dots < \tau_i < \dots < \tau_{n-k}$.

Для объектов с монотонно-возрастающей интенсивностью отказов «средний остаточный ресурс» $R(T)$, как функция τ имеет вид

$$R'(\tau) = \frac{-P^2(\tau) - P'(\tau) \int_{\tau}^{\infty} P(\tau) d\tau}{P^2(\tau)}, \quad (5)$$

Из выражения (5) имеем

$$R^1(\tau) = -1 + \lambda(\tau) R(\tau). \quad (6)$$

Поскольку $1/P^1(\tau)/P(\tau) = \lambda(\tau)$ и $R(\tau) \leq 1/\lambda(\tau)$, получим $R^1(\tau) \leq 0$.

Из доказанного утверждения следует, что для объектов с монотонно возрастающей функцией интенсивности отказов имеет место оценка

$$R(\tau_1) \succ R(\tau_2), \quad (7)$$

где $\tau_2 > \tau_1$.

Из выражения (7) видно, что $R(\tau) \leq R(T)$, т.е. для объектов с монотонно возрастающей интенсивностью отказов «средний остаточный ресурс» $R(\tau)$ меньше среднего ресурса $R(T)$, т.е. $R(T) \leq T$.

Для решения поставленных задач были проведены лабораторные форсированные испытания методом ступенчато-возрастающей подачи и производственные испытания.

В результате испытаний установлено, что резцы первой партии имеют высокое качество (среднее значение разрушающей подачи $S_p = 2,51$ мм/об), резцы второй партии имеют среднее качество ($S_p = 2,42$ мм/об), резцы третьей партии имеют низкое качество ($S_p = 1,83$ мм/об).

Для определения оптимального времени предварительной наработки был рассчитан средний остаточный ресурс инструмента $R(T)$ при различном времени предварительной наработки $T\gamma$ и различном значении вероятности безотказной работы $P(T)$.

Исследования показали, что увеличение предварительной наработки $T\gamma$ снижает остаточный ресурс $R(T)$ и увеличивает его рассеивание. Установлено рациональное значение γ -% ресурса, после которого целесообразно снижать уровень силовой эксплуатационной нагрузки. Для резцов высокого качества – это $P(T)=0,7$ ($\gamma=70\%$), для резцов среднего качества- $P(T)=0,75$ ($\gamma=75\%$), для резцов низкого качества- $P(T)=0,8$ ($\gamma=80\%$) (рисунок 2). Математические модели зависимости остаточного ресурса от предварительной наработки $T\gamma$ для резцов различного качества имеют вид

$$R(T)_1 = 110 T \gamma^{-0,37}, \quad (8)$$

$$R(T)_2 = 110 T \gamma^{-0,53}, \quad (9)$$

$$R(T)_3 = 110 T \gamma^{-0,83}, \quad (10)$$

где $R(T)_1$ -остаточный период стойкости для резцов высокого качества;

$R(T)_2$ - остаточный период стойкости для резцов среднего качества;

$R(T)_3$ - остаточный период стойкости для резцов низкого качества.

Полученные зависимости подтверждают существенное влияние качества инструмента на остаточный период стойкости.

Для разработки алгоритма управления нагружением с учетом качества инструмента, его поврежденности и уровня действующей нагрузки были получены зависимости среднего периода стойкости и остаточного ресурса при различной поврежденности от нагрузки

$$T = 3,71 * 10^3 S^{-2,29}. \quad (11)$$

$$R(T_y) = 2,86 * 10^3 S^{-2,33}. \quad (12)$$

$$R(\bar{T}) = 82,9 S^{-0,71}, \quad (13)$$

где T - средний период стойкости;

$R(T_y)$ - остаточный ресурс для установленного периода стойкости;

$R(\bar{T})$ - остаточный ресурс для среднего периода стойкости.

Полученные зависимости подтверждают утверждение (4) о том, что средний установленный ресурс $R(T_\gamma)$ меньше среднего ресурса T (рисунок 3). Исследования показали, что с увеличением нагрузки существенно снижаются T и $R(T)$ и увеличиваются коэффициенты их вариации.

Проведенные исследования позволяют разработать алгоритм управления нагружением инструмента путем регулирования времени предварительной наработки T_γ . Результаты исследований показывают, что регулирование нагружения приводит к существенному увеличению остаточного периода стойкости. На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1 Увеличение времени предварительной наработки T_γ снижает остаточный ресурс инструмента $R(T)$ и увеличивает его рассеивание. Существенное влияние на T_γ и $R(T)$ оказывает качество инструмента, в зависимости от которого установлены рациональные значения γ -% ресурса и получены зависимости остаточного ресурса от T_γ .

2 С учетом исходного качества инструмента экспериментально установлены значения γ -% ресурса, после которого целесообразно снижать уровень силовой эксплуатационной нагрузки.

3 С учетом качества инструмента, его поврежденности и уровня действующей нагрузки разработан алгоритм управления нагружением инструмента путем регулирования времени предварительной наработки и нагрузки, обеспечивающий существенное увеличение остаточного ресурса и расхода режущего инструмента.

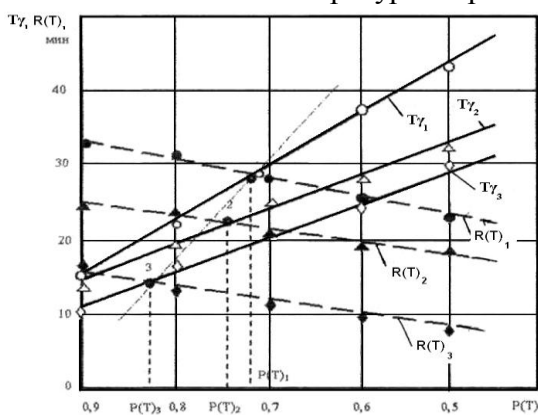


Рис. 2 – Зависимость T_γ и среднего остаточного ресурса $R(T)$ от вероятности безотказной работы

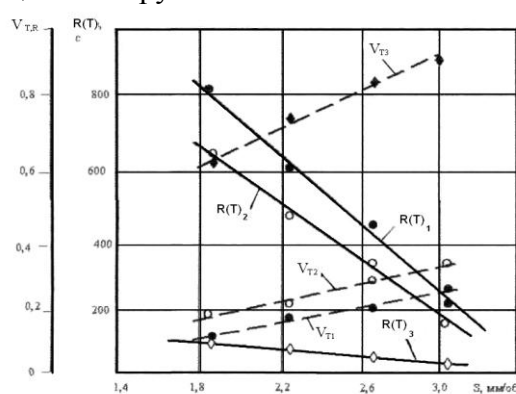


Рис. 3 – Зависимость среднего периода стойкости \bar{T} и остаточного ресурса после установленного $R(T_\gamma)$ и среднего $R(\bar{T})$ периода стойкости от нагрузки

Литература: 1. Хаг Л.Г., Казакова Т.В. Обеспечение качества инструмента в гибком автоматизированном производстве.- М.: ВНИИТЭМП, 1986.- 40 с. 2 Казакова Т.В., Запорожец Е.В. Исследование и выбор рациональных конструкций резцов для мелких и средних токарных станков и условий их эксплуатации // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов.- Краматорск-Киев: ДГМА, вып.16, 2004.- С. 26-32. 3. Хаг Г.Л. Прочность режущего инструмента.- М.: Машиностроение, 1975.- 167 с. 4 Казакова Т.В. Повышение точности прогнозирования остаточного ресурса инструмента при нестационарном нагружении // Надежность режущего инструмента: Сб. статей. Вып.4 / Отв. ред. Г.Л.Хаг.- Краматорск. КИИ, 1991.- С.191-197. 5. Казакова Т.В. Оптимизация управления надежностью режущего инструмента в процессе резания с учетом его поврежденности // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. В 2-х т. Т1/ Предс. редсовета Г.Л.Хаг.- Краматорск: ДГМА,1997.- С. 165-176. 6. Казакова Т.В., Васильева Л.В.Выбор оптимальной стратегии управления надежностью режущего инструмента с учетом уровня его поврежденности // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. научных трудов.- Краматорск: ДГМА, вып.18, 2005.- С. 51-57.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПОВЫШЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ УПРАВЛЕНИЕМ НАДЕЖНОСТЬЮ РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА

Казакова Т.В.

Определены зависимости остаточного ресурса инструмента и его рассеивания от времени предварительной наработки и нагрузки для инструментов различного качества. Экспериментально установлены значения γ -% ресурса инструмента, после которого целесообразно снижать силовую эксплуатационную нагрузку. Разработан алгоритм управления нагрузкой, обеспечивающий увеличение остаточного ресурса и снижение расхода инструмента.

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ КЕРУВАННЯ НАДІЙНІСТЮ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ

Казакова Т.В.

Визначено залежності залишкового ресурсу інструменту і його розсіювання від часу попереднього напрацювання і навантаження для інструментів різної якості. Експериментально встановлені значення γ -% ресурсу інструменту, після якого доцільно знижувати силове експлуатаційне навантаження. Розроблено алгоритм керування навантаженням, що забезпечує збільшення залишкового ресурсу і зниження витрат інструменту.

THEORETICAL THROUGH INCREASED PRODUCTIVITY CUTTING PROCESS RELIABILITY MANAGEMENT CUTTING TOOL

Kazakova T.V.

The dependence of the residual life of the tool and its dispersion on the time of the provisional operating time and load for tools of varying quality. Experimentally established values γ -% resource tool, after which it is expedient to reduce powerplant operating loads. An algorithm for load control, which increases the residual life and reduce consumption of the tool.

Ключевые слова: производительность, процесс резания, надежность, расход, режущий инструмент, остаточного ресурс, алгоритм управления нагрузкой.

Мицьк В.Я.

ВНУ им. В.Даля, Луганск, Украина

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ МИКРОРЕЗАНИЯ ПО СЕЧЕНИЮ «U» - ОБРАЗНОГО РЕЗЕРВУАРА В ПЛОСКОСТИ КОЛЕБАНИЙ

Введение

В основе процесса микрорезания, сопровождающего технологические операции отделочно-зачистной обработки деталей свободными рабочими средами, лежит множественное взаимодействие гранул среды и деталей, помещенных в колеблющийся резервуар. Такой процесс является динамическим и характеризуется соответствующими параметрами перемещений и силовых воздействий.

При взаимодействии граничных слоев рабочей среды, контактирующих с рабочими поверхностями колеблющегося резервуара, проявляются как мгновенные свойства соударения единичных гранул среды, так и интегральные свойства многомассовой системы технологической рабочей среды [1, 2].

Комплексное влияние единичных и множества повторно затухающих соударений определяет характер и уровень динамического воздействия на формирование микрорельефа поверхности обрабатываемых деталей и в целом на сопутствующие виброобработку процессы микрорезания и упруго-пластического деформирования [1, 3].

Сумма соударений гранул среды с обрабатываемой поверхностью детали создает динамическое давление в содержимом колеблющегося резервуара. Изучив с помощью скоростной киносъемки, тензометрических и пьезометрических устройств распределение давления по сечению резервуара, лежащему в плоскости его вибрации, можно определить среднее значение силы удара гранулы при контакте с обрабатываемой поверхностью детали.

Для расчета силы удара принятое распределение получено на основе экспериментальных измерений, в том числе: распределение давления по контуру сечения резервуара (рис. 1, а); распределение давления по радиусу днища в сечении (рис. 1, б).

Коэффициент $K_{\ddot{a}}$ демпфирования рабочей среды можно определить из отношения:

$K_{\ddot{a}} = P_{i+1}/P$, где P_i - давление гранул среды в точке i ; P_{i+1} - давление гранул среды в точке $i+1$, расположенной на расстоянии l от точки i . В этой связи распределение давления гранул среды по сечению резервуара принимается пропорциональным изменению коэффициента демпфирования среды. Исходя из геометрических соотношений развертки фигуры распределения давления по радиусу днища сечения резервуара (рис. 1, б) среднее значение коэффициента демпфирования среды можно представить выражением:

$$K_{\ddot{a}_{\text{нб}}} = \frac{[(K_{\ddot{a}})_{1-1} + (K_{\ddot{a}})_{2-1}]l_1 + [(K_{\ddot{a}})_{2-1} + (K_{\ddot{a}})_{3-1}]l_2 + [(K_{\ddot{a}})_{3-1} + (K_{\ddot{a}})_{4-1}]l_3}{2R}, \quad \text{где}$$

$(K_{\ddot{a}})_{1-1}$ - коэффициент демпфирования среды в точке 1 по контуру сечения резервуара;

$(K_{\ddot{a}})_{2-1}$ - коэффициент демпфирования среды в точке 2 по контуру сечения резервуара и т.д.;

l_1, l_2, l_3 - расстояние между контурами; R - радиус днища в сечении резервуара.

Далее среднее значение коэффициента демпфирования среды по всему сечению резервуара можно представить выражением:

$$K_{\ddot{a}_{\text{нб}}} = \frac{(K_{\ddot{a}_1} + K_{\ddot{a}_7})h_{\zeta} + \pi R/3(K_{\ddot{a}_1} + 2K_{\ddot{a}_2} + 2K_{\ddot{a}_3} + 2K_{\ddot{a}_4} + 2K_{\ddot{a}_5} + 2K_{\ddot{a}_6} + 2K_{\ddot{a}_7})}{2(2h_{\zeta} + \pi R)}, \quad (1)$$

где $K_{\ddot{a}_1}, K_{\ddot{a}_2}, \dots, K_{\ddot{a}_7}$ - коэффициенты демпфирования среды по радиусам в точках 1, 2, ..., 7 сечения резервуара; h_c - высота загрузки резервуара.

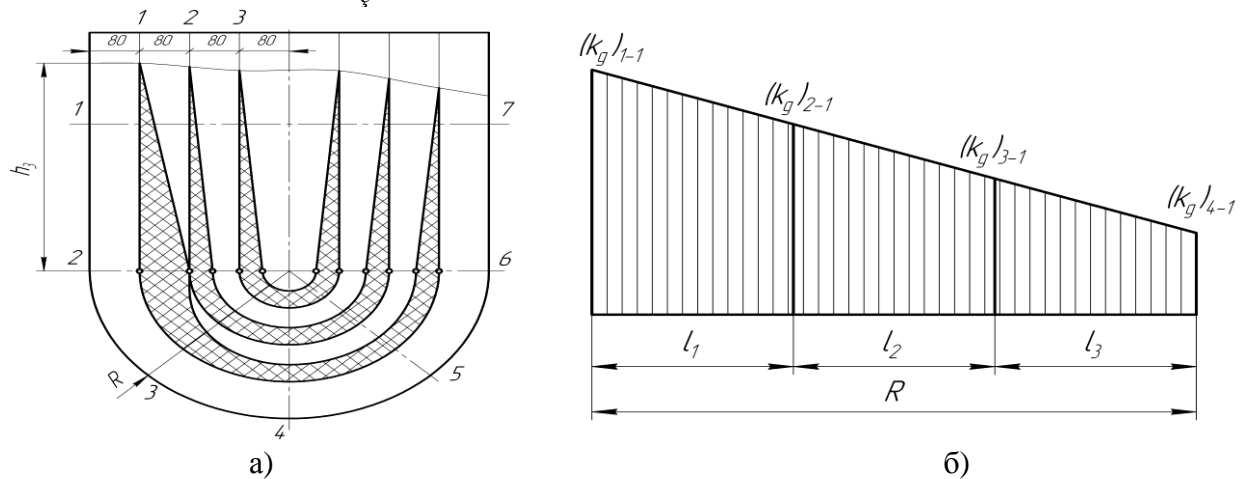


Рис. 1 – Распределение давления по сечению резервуара в плоскости колебаний: а) – по контуру резервуара; б) – по радиусу дна

В общем циркуляционном движении содержимого резервуара скорости движения и время нахождения отдельных гранул среды и обрабатываемых деталей в различных зонах сечения резервуара различны. При этом съем металла, возникающий за счет относительного перемещения и взаимного давления гранул и деталей, будет зависеть от продолжительности времени нахождения обрабатываемой детали в той или иной зоне.

Также можно отметить, что детали, перемещаясь в направлении циркуляции среды, изменяют свою пространственную ориентацию, совершая колебательное и замедленное вращательное движение вокруг некоторой точки своей поверхности. В целом характер изменения скоростей перемещения гранул среды и деталей зависит от их формы и размеров, амплитуды и частоты колебаний резервуара и формы его рабочих поверхностей [3].

Для устранения негативных моментов в кинематике движения содержимого резервуара используются его конструктивные усовершенствования, состоящие в развитии рабочих поверхностей путем добавления установленных жестко, с возможностью осевого поворота, а также имеющих независимое от резервуара колебательное движение, дефлекторов. Такие дефлекторы повышают энергетические возможности резервуара без увеличения потребляемых мощностей, активизируют кинематику движения гранул среды и деталей, усложняют траекторию их движения, что в целом увеличивает скорость относительного перемещения и величину взаимного давления гранул и деталей, обеспечивающих удаление дефектного слоя материала детали при достижении требуемого технологического результата виброобработки [4].

Таким образом, съем металла и достигаемая шероховатость поверхности, количественно и качественно характеризующие эффективность операций виброобработки, будут зависеть от времени нахождения детали в соответствующей зоне резервуара, что учитывается коэффициентом ξ_i времени силового воздействия на среду его рабочих поверхностей. Этот коэффициент определяется отношением:

$$\xi_i = \Delta t_i / T, \quad (2)$$

где Δt_i - время нахождения детали в i зоне резервуара; T - время полного цикла обработки.

Среднее значение коэффициента ξ_{cp} составит:

$$\xi_{cp} = \sum \xi_i / n, \quad (3)$$

где $\sum \xi_i$ - значение коэффициента силового воздействия резервуара на среду в i зоне поперечного сечения резервуара; n - число принятых зон по сечению резервуара в плоскости его колебаний.

Учитывая коэффициент демпфирования рабочей среды получим, что среднее значение силы взаимодействия гранул среды и деталей по всему сечению резервуара составит:

$$P_{cp} = p_i K_{\dot{a}_{\tilde{n}\delta}} \xi_{\tilde{n}\delta}, \quad (4)$$

где p_i - среднее значение силового импульса, передаваемого рабочей поверхностью резервуара рабочей среде.

Таким образом, получено выражение, условно принимаемое как сила микрорезания при виброобработке по сечению резервуара в плоскости его колебаний, расширяющее возможности расчета параметров технологических процессов виброобработки, а также представляющее практический интерес в проектировании резервуаров виброустановок нового поколения. Искомая сила микрорезания определена с учетом сил, действующих в плоскости колебаний резервуара, величина сил, действующих перпендикулярно этой плоскости, незначительна и во внимание не принимается.

Литература: 1. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. Ростов-на-Дону: Издательский центр ДГТУ, 1998. – 624 с. 2. Мицык В.Я., Савин В.В. Исследование влияния частоты и амплитуды колебаний резервуара на эффективность процесса виброобработки. Определение рациональных режимных параметров. // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. - №3(15). – С. 32 – 38. 3. Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах / И.Н. Каргашов, М.Е. Шаинский, В.А. Власов, Б.П. Румянцев, П.С. Банатов, Е.С. Кислица – К.: Высшая школа, 1975. – 188 с. 4. Мицык В.Я. Эффективность резервуаров виброустановок для отделочно-зачистной и упрочняющей обработки деталей // Сборник научных трудов НГУ № 21. - Днепропетровск: Национальный горный университет, 2005. - С. 66 - 70.

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ МІКРОРЕЗАННЯ по перетину «U» - Образно РЕЗЕРВУАРА У площині КОЛИВАНЬ Міцик В.Я.

Була вивчена проблема визначення сили мікрорізання по перетину «U» - образного резервуара в площині коливань. Одержано вираз, умовно сприймаємий як сила мікрорезання при віброобробці по перерізу резервуара в площині його коливань.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ МИКРОРЕЗАНИЯ ПО СЕЧЕНИЮ «U» - ОБРАЗНОГО РЕЗЕРВУАРА В ПЛОСКОСТИ КОЛЕБАНИЙ Мицык В.Я.

Была изучена проблема определения силы микрорезания по сечению «U» - образного резервуара в плоскости колебаний. Получено выражение, условно принимаемое как сила микрорезания при виброобработке по сечению резервуара в плоскости его колебаний.

THE DETERMINATION OF MICRO CUTTING FORCE ON THE CROSS-SECTION OF «U» - SHAPED RESERVOIR IN THE PLANE OF ITS VIBRATIONS HAS BEEN STUDIED. Mitsyk V.

The problem of determination of microcutting force on the cross-section of «U» - shaped reservoir in the plane of its vibrations has been studied. The expression conditionally considered as a microcutting force under vibration treatment has been obtained.

Ключевые слова: микрорезание, «U» - образный колеблющийся резервуар, отделочно-зачистная обработка, граничный слой рабочей среды, виброобработка

РОЗДІЛ 2

ЯКІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ МЕТАЛОРІЗАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ

УДК 621.941.271

Гаков С.О.

ДДМА, г. Краматорськ, Україна

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ КОЛЕСОТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Вступ

Сучасні виробничі умови ремонтного відновлення колісних пар рухомого складу потребують збільшення ефективності токарної обробки профілю колісної пари. Єдиним методом досягнення цієї мети є використання автоматизованого обладнання на основі колесотокарних верстатів, працюючих за багаторізцевою схемою обробки, оснащених сучасними системами ЧПК.

Основним видом обладнання вагонних депо України, які спеціалізуються на відновленні колісних пар, є верстати виробництва ВАТ "Краматорський завод важкого верстатобудування" моделі КЖ1836 та його різні модифікації.

Сучасною модифікацією верстата КЖ1836 є автоматизована система обробки, колісних пар мод. КЖ1836 М.10 Ф3, яка оснащена системою керування типу CNC.

Хоча верстат має вагомі технічні нововведення, більшість проблем обробки характерних для копіювальних колесотокарних верстатів залишилися не вирішеними, а саме:

- нерациональне визначення припуску, який повністю не відображає картину зношування профілю колісної пари;
- робота за жорсткою програмою обробки;
- контроль стану найслабкіших елементів технологічної системи.

Це призводить до втрат часу, підвищення собівартості обробки та інтенсивного зношування елементів технологічної системи.

У результаті досліджень процесу та технології обробки колісної пари у депо (м. Красний Лиман, м. Дебальцеве), аналізу факторів, що призводять до зменшення загальної ефективності обробки було вирішено розробити адаптивну технологічну систему для ремонтного відновлення колісних пар рухомого складу на базі колесотокарного верстата з ЧПК мод. КЖ1836 М.10 Ф3.

Для розробки удосконаленої технологічної системи ремонтного відновлення профілю колісних пар обточуванням були визначені основні напрямки пошуку підвищення ефективності обробки таких деталей. Найпроблемнішими місцями ремонтної обточки колісних пар є:

- збільшення післяремонтного ресурсу колісних пар за рахунок мінімізації припуску на обробку;
- скорочення допоміжного часу на відновлення ушкоджених елементів технологічної системи у результаті обробки колісних пар зі змінними геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями оброблюваного матеріалу за рахунок наявності дефектів термомеханічного походження;
- керування стружкоутворенням.

У зв'язку з вище перерахованим, необхідно побудувати систему керування з елементами адаптації режимної частини та програми обробки для змінних параметрів процесу різання.

Так як вхідною інформацією для системи числового керування є програма обробки верстату з ЧПК [1, 2, 3, 4], постає задача формування оптимальної програми з урахуванням вищеперерахованих факторів на початку обробки.

Основна частина

Для збільшення післяремонтного ресурсу колісних пар необхідно визначити припуск на обробку з урахуванням зношування у різних точках профілю колісної пари та наявності дефектів на поверхні кочення, глибина проникнення яких впливає на призначення припуску на обробку.

Для розв'язку цієї задачі необхідно побудувати автоматичну систему, яка з високою швидкістю може отримати повну тривимірну картину профілю оброблюваної колісної пари також визначити повний припуск на обробку в кожній точці колеса шляхом порівняння з еталонною поверхнею деталі. А розпізнавання дефектів поверхні колеса можна побудувати на основі відмінності геометрії в обмеженій ділянці деталі порівнянням з відомими прецедентами банку даних. Враховуючи ці фактори, можливою є побудова структури взаємодії елементів автоматизованої підсистеми формування програми для системи ЧПК колесотокарного верстата (рис.1).

Цифрова модель геометрії поверхонь колісної пари формується у блоці **1**, до якого надходять сигнали від датчиків зворотного зв'язку, що встановлені на приводах подач колесотокарного верстата – повздовжніх (Z) та поперечних (X) переміщень, та сигнал з датчика, що вимірює відстань до поверхні колеса (φ) і встановленого на супорті в місці захищеному від дії шкідливих виробничих факторів; припуск обчислюється в блоці **2** методом віднімання геометрії еталонної моделі стандартизованого профілю, що обчислена за математичною моделлю відповідного стандарту в блоці **3**, від виміряного профілю з блока **1**, враховуючи геометрії дефектів та зношувань, лінійний розмір глибини впровадження в матеріал колеса, що розраховані в блоці **5** та скоректовані відповідно до бази даних геометричних та фізико-механічних параметрів дефектів **6**.

Після обчислення повного припуску за поверхнею коліс колісної пари в блоку **2**, обчислюється кількість проходів та величина припуску на прохід в блоку **4**. За визначеними та обчисленими параметрами режимної частини у блоці **7** призначаються швидкість різання та подача, повздовж всього профілю колеса з урахуванням параметрів зношувань та дефектів, їх розташування на поверхнях колеса та властивостей оброблюваного матеріалу. Дані о режимах обробки та траєкторії руху різального інструменту надходять до блоку **8**, в якому відбувається формування програми для ЧПК.

Профіль колісної пари вимірюється безконтактним методом, за допомогою контактного або безконтактного методу [5-8].

Для збільшення продуктивності обробки колісної пари необхідне автоматичне керування режимною частиною. Тому виникають наступні задачі для автоматизованого підналагоджування режимної частини для постійно змінних параметрів обробки:

- стабілізація силових параметрів відповідно до величини зміни припуску та фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу;
 - контроль стану різального інструменту відповідно до критерію достатньої стійкості для завершення повного проходу відповідної ділянки профілю колісної пари кожною пластиною різцевої головки правого та лівого супорту;
 - повернення режимної частини до значень, визначених з урахуванням максимальної продуктивності після проходу ділянок зі значними флуктуаціями параметрів, припуску та властивостей оброблюваного матеріалу;
 - контроль аварійних ситуацій при поломці елементів технологічної системи (різальної твердосплавної пластини), коректне переривання технологічного циклу для попередження подальших аварійних ситуацій інших елементів.
- З вищевказаного слідує, що підсистема адаптації повинна включати наступні інформаційні блоки: блок обчислення оброблюваності матеріалу, блок визначення стану інструменту, блок визначення характеру стружкоутворення та блок адаптивного корегування режимів обробки на основі інформації, що надходить з блоків обробки інформації (рис. 2).

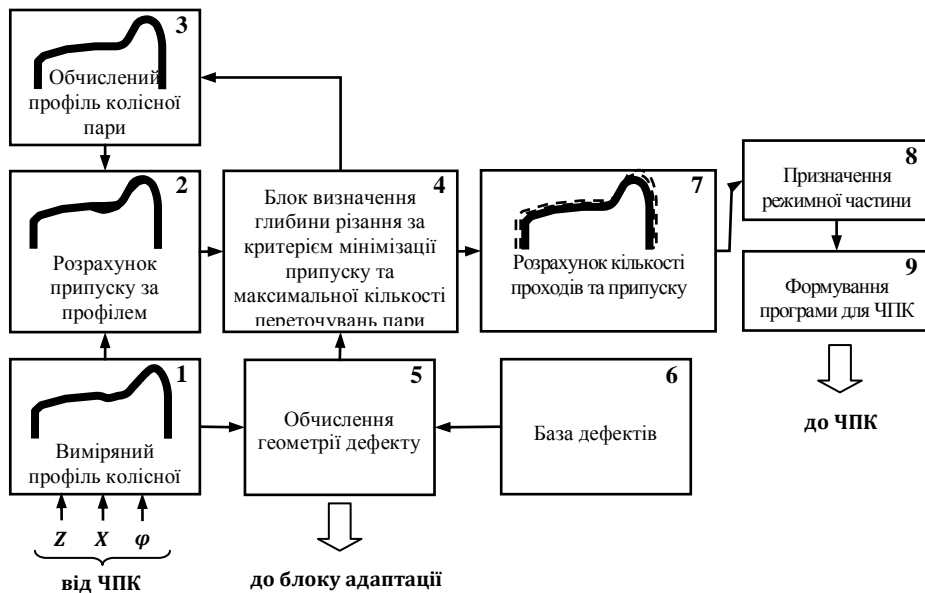


Рис. 1 – Структурна схема автоматизованої підсистеми визначення припуску

Всі блоки (рис. 2) мають інформаційні входи, пов'язані з інтерфейсом системи ЧПК, датчиками або іншими блоками системи адаптивного керування, але виходи під'єднанні до блоку прийняття рішення на корегування режиму обробки, який здійснює за показниками вхідної інформації підналагоджування режимної частини.

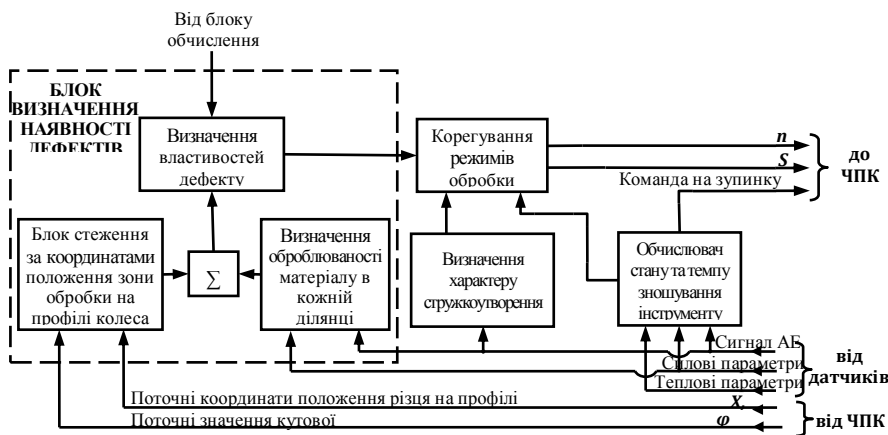


Рис. 2 – Структурна схема підсистеми адаптації режиму обробки

Якщо розглянути інформаційні взаємозв'язки блоку адаптивного керування режимної частини з іншими блоками, то можна виділити основні особливості його роботи:

– ефективність прийняття рішень з корегуванням режиму обробки залежить від правильного визначення вагомості

інформативних факторів системи диспетчеризації, заснованої на алгоритмічному принципі роботи за попередньо визначеними взаємозв'язками між інформаційними складовими параметрів режиму обробки та станом технологічної системи;

– алгоритм роботи блоку повинен включати у себе елемент пам'яті для запам'ятовування та порівняння різних складових інформаційного потоку;

– регулюючий пристрій для режимної частини повинен містити тригерний елемент затримки керуючого впливу на виконавчий орган для підтримки встановленого режиму обробки після закінчення впливу збурення, що викликане наявністю дефекту на поверхні колісної пари, до повного проходження по ширині дефектної ділянки, щоб не викликати перевантаження елементів приводу швидкозмінним режимом "розгін-гальмування".

Кожна з підсистем має індивідуальне призначення та працює на різних етапах технологічного процесу обробки колісної пари на колесотокарному верстаті з ЧПК. Тому доцільно розділити алгоритм керування системою обробки на два великих незалежних блоки.

Адаптивну систему колесотокарного верстата було вирішено будувати за модульним принципом (рис. 3). Основними блоками адаптивної системи є:

- блок вимірювальної апаратури, відповідальний за прийом та попередню обробку інформативних параметрів із зони різання та технологічної інформації про стан поверхні деталі;
- блок формування програми обробки, у якому формуються основні моделі геометрії профілю та визначеного припуску, за якими визначаються основні технологічні характеристики обробки та формування програма для системи ЧПК;
- блок визначення та розташування дефектів, що відповідає за обчислення геометричних параметрів дефектів термомеханічного походження на поверхні колісної пари та визначає їх положення під час обробки;
- блок вимірювання та обробки відповідає за обчислення інформації, отриманої від датчиків акустичної емісії та датчиків силових елементів технологічної системи, зворотній зв'язок із системою формування програми обробки та передачі обробленої інформації до блоку адаптації режиму обробки колісної пари ;
- блок адаптації, призначений для адаптивного підналагоджування режиму різання під час обробки колісної пари залежно від змінних параметрів процесу та стану елементів технологічної системи.

Для збільшення швидкодії систему побудовано за гібридною технологією сполученням швидкодійних мікропроцесорних контролерів цифрової обробки сигналів (DSP) з обчислювальною машиною на основі спеціалізованої комп'ютерної системи.

Адаптивна система працює у наступний спосіб.

На початку роботи системи виконується вимірювальний прохід профілю на холостому ході. Вимірювання виконується одночасно двох коліс системами безконтактного вимірювання (СБВ) на обох супортах, принцип дії якої засновано на проході контура та безконтактному вимірюванні відстані до вихідної поверхні. Координати профілю колеса визначаються переміщенням супорту відносно профілю колеса за постійної підтримки заданої відстані до нього. Вимірювання відпрацьованих координат виконується за допомогою датчиків зворотного зв'язку (ДЗЗ) кожного з супортів. Кутова координата повороту колісної пари визначається круговим ДЗЗ, встановленим до привідного ланцюга приводу головного руху. Отримана інформація від ДЗЗлс, ДЗЗпс та ДЗЗгп поступає до блоків вимірювання "реального" профілю коліс БВРПлк та БВРПпк відповідно. У блоках БВРПлк та БВРПпк будується геометрична модель за отриманою інформацією з попередніх блоків. Геометричні моделі профілю правого та лівого колеса надходять до блоку розрахунку припуску (БРП) на обробку відповідного колеса, де порівнянням з базовою моделлю отриманою з блоку розрахунку "ідеального" профілю БРП, визначаються моделі припуску, які поступають до блоку порівняння та визначення мінімально необхідного припуску на обробку (БСВМНП). На виході БСВМНП формується пакет даних про модель припуску та максимально необхідну глибину різання, ці данні поступають на вхід блоку формування програмами для системи ЧПК (БФП), де визначаються технологічні характеристики обробки та вирішується траєкторна задача руху різального інструменту з інтерпретацією у програму для системи ЧПК.

На початку роботи системи виконується вимірювальний прохід профілю на холостому ході. Вимірювання виконується одночасно двох коліс системами безконтактного вимірювання (СБВ) на обох супортах, принцип дії якої засновано на проході контуру та безконтактному вимірюванні відстані до вихідної поверхні. Координати профілю колеса визначаються переміщенням супорту відносно профілю колеса за постійної підтримки заданої відстані до нього. Вимірювання відпрацьованих координат виконується за допомогою датчиків зворотного зв'язку (ДЗЗ) кожного з супортів. Кутова координата повороту колісної пари визначається круговим ДЗЗ, встановленим до привідного ланцюга приводу головного руху.

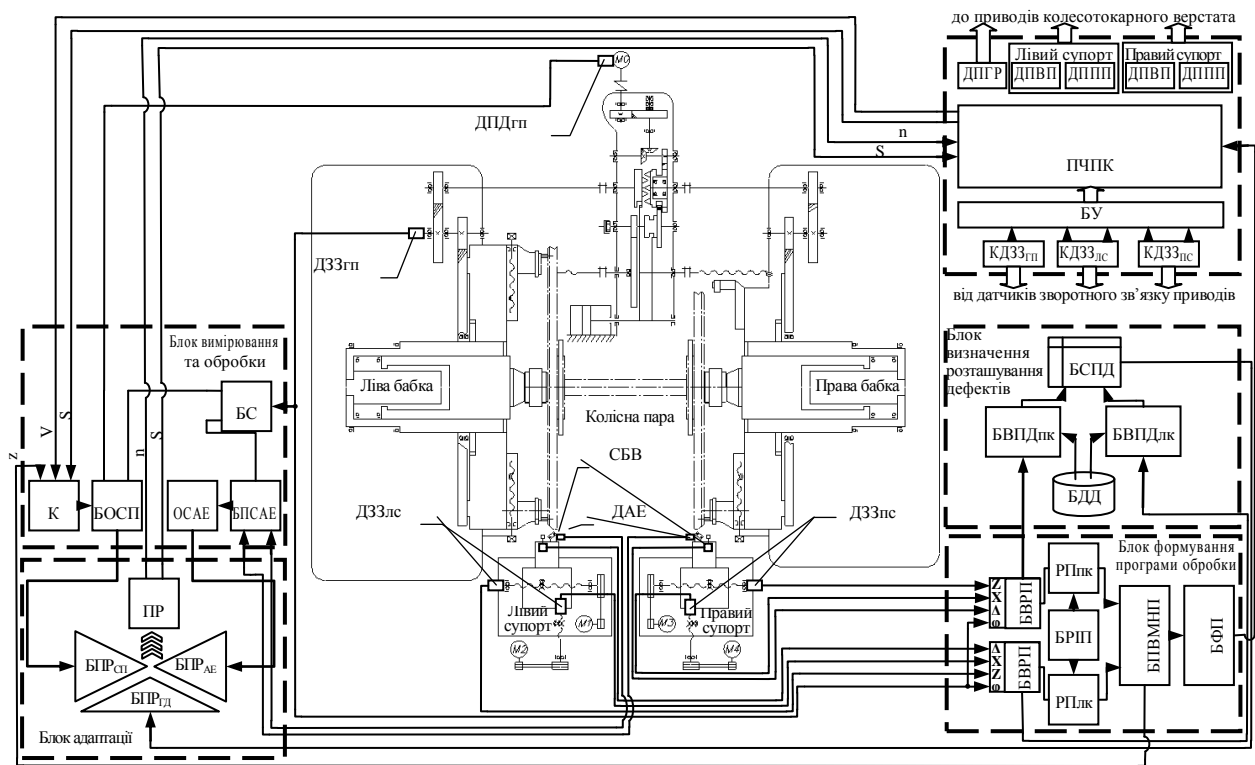


Рис. 3. - Схема системи управління колесотокарним верстатом з ЧПК мод. КЖ 1836М.10Ф3

Отримана інформація від ДЗЗлс, ДЗЗпс та ДЗЗгп поступає до блоків вимірювання профілю коліс БВРПлк та БВРПпк відповідно. Геометричні моделі профілю правого та лівого колеса надходять до блоку розрахунку припуску (БРП) на обробку відповідного колеса, де порівнянням з базовою моделлю отриманою з блоку розрахунку профілю БРП, визначаються моделі припуску, які поступають до блоку порівняння та визначення мінімально необхідного припуску на обробку (БСВМНП). На виході БСВМНП формується пакет даних про модель припуску та максимально необхідну глибину різання, ці данні поступають на вхід блоку формування програмами для системи ЧПК (БФП).

Визначення геометрії дефекту БВПД відбувається шляхом розрахунку характерних геометричних відмінностей профілю колісної пари з порівнянням, відповідно, до моделей дефектів з бази даних дефектів (БДД).

Під час обробки колісної пари починає працювати блок адаптації режиму до змінних параметрів обробки. Вхідні інформаційні канали блоку адаптації зав'язані на блок вимірювання та обробки, а також на блок спостереження за положенням дефекту під час обробки (БСПД), а вихідні приєднуються до PLC інтерфейсу системи ЧПК.

Основою блоку адаптації є алгоритм прийняття рішень, який складається з трьох незалежних блоків: блоку прийняття рішень за характеристиками силових параметрів (БПРСЛ), блоку прийняття рішення за характеристиками сигналу акустичної емісії (БПРАЕ) та блоку корегування БСПД, який попередньо інформує про можливі наявності дефекту.

БПРАЕ працює на основі оброблених даних, отриманих з блоку обробки сигналів акустичною емісії (ОСАЕ), інформація до якого поступає від блоку попередньої обробки сигналу акустичної емісії (БПСАЕ). БПСАЕ призначений для виділення інформативної складової з швидкоплинного сигналу акустичної емісії. БС синхронізує роботу двох блоків БП та блок обробки силового параметру (БОСП). За сигнал синхронізації береться кут швидкість обробки, як найвагоміша складова динамічного процесу.

За сукупністю вагомості інформативних параметрів з БПРСЛ, БПРАЕ, БПРГД система адаптації визначає умови обробки та дає команду системі ЧПК на зміну режимної частини обробки.

Висновки

Використання нової структури системи керування процесом токарної обробки колісних пар рухомого складу, дозволить значно підвищити продуктивність ремонтного відновлення колісної пари в депо, тим самим знизить простої рухомого складу за видами запланованих ремонтів. Введення допоміжних автоматичних підсистем вимірювання та формування програми обробки з можливістю автоматичного підналагоджування режимної частини дозволить зменшити витрати різального інструменту, за рахунок визначення проблемних ділянок на поверхні колеса та керування режимами обробки. Модульний принцип побудови системи керування дозволяє відмовитися від застосування складних та дорогих систем типу CNC та переключитися на використання систем на базі мікроконтролерів, які більш підходять для керування процесами обробки однотипних деталей.

Література: 1. Амбросимов С.К. Моделирование траектории движения инструмента для обработки сложных поверхностей / С.К. Амбросимов // СТИН. – М.: Москва, 2005. – №12. – С. 3–6. – ISSN 0869-7566. 2. Гузев В.И. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым управлением: справочник / Гузев В.И., Батуев В.А., Сурков И.В. – 2-е изд. – М.: Машиностроение, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-217-03404-8. 3. Иванов И.А. Совершенствование процесса восстановления профиля поверхности катания железнодорожных колес / Конструктивно-технологическое обеспечение надежности подвижного состава. (сб. науч. тр.). - Л.: ЛИИЖТ. – 1985. – С. 22–25. 4. Исследование и разработка прогрессивных технологий, станочного оборудования и режущего инструмента для механической обработки колесных пар. Анализ составляющих элементов современных технологических систем для формообразования и восстановления профиля поверхности катания колесных пар подвижного состава: отчет о НИР / руководитель Д.Г. Евсеев, отв. исполнитель А.Ю. Попов. – М.:МИИТ – 1998. – 108 с. Деп. ИНИОН Рос. акад. Наук 19.09.98. № 138754. 5. Ковальов В.Д. Розробка підсистеми визначення припуску для системи адаптивного керування обробкою на колесотокарному верстаті / В.Д. Ковальов, С.О. Гаков – Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. (зб. наук. праць.) вип. 23. – Краматорськ-Київ: ДДМА, 2008. – С. 127-132. – ISBN 978-966-379-250-7. 6. Пат. 229228С2 Российская Федерация, МПК В61К9/12, G01B11/24. Устройство бесконтактного контроля дефектов поверхности катания колесных пар при движении рельсового подвижного состава / Синельников Б.И., Каплан И.Т.; заявитель и патентообладатель Синельников Б.И., Каплан И.Т. – № 2004124273/11; заявл. 27.01.2006; опубл. 27.01.2007 Бюл. № 3.

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ДЛЯ КОЛЕСОТОКАРНОГО ВЕРСТАТА Гаков С.О.

У статті приводиться опис принципу побудови модульних систем керування токарною обробкою колісних пар з використанням двох незалежних підсистем. Виявлені основні недоліки існуючих систем керування колесотокарними верстатами.

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДЛЯ КОЛЕСОТОКАРНОГО СТАНКА Гаков С.О.

В статье приводится описание принципа построения модульных систем управления токарной обработки колесных пар с использованием двух независимых подсистем. Выявлены основные недостатки существующих систем управления колесотокарными станками.

DEVELOPMENT OF CONTROL SYSTEM FOR KOLESOTOKARNOGO MACHINE-TOOL Gakov S.O.

In article the description of the construction principle of modular control systems of turning processing of wheel pairs using two independent subsystems is resulted. The basic lacks of existing control systems of wheelpair lathes are revealed.

Ключові слова: колесотокарний верстат, система керування, ЧПК, мікроконтроллер, колісна пара, блок адаптації, режими обробки..

АНАЛИЗ ВХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ АДАПТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ РАБОТЫ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Введение

Тяжелый станок является многоконтурной системой с нелинейными элементами и нестационарными свойствами. К этому следует добавить низкую «наблюдаемость» отдельных процессов и функциональных блоков. В процессе обработки на тяжелых станках изменяется его состояние не только при переходе от одной операции к другой, но и при однотипных операциях технологического процесса, а также при обработке одной крупногабаритной детали. Априорно учесть эти изменения практически невозможно.

Таким образом, при назначении оптимальных режимов резания (V , S и t) необходимо учитывать множество факторов, связанных с фактическим состоянием заготовки, инструмента, технологической жидкости и всей технологической системы в целом. Этим и определяется актуальность оптимизации режимов механической обработки реальном времени. Целью работы является анализ входных параметров для построения адаптивных технологических систем

Основная часть

Задачей адаптивных систем управления [8] является такое изменение управляемых параметров процесса резания, которое в условиях действия случайных возмущающих воздействий обеспечивало бы экстремум выбранного критерия оптимизации – производительности, себестоимости и т.п. Причем изменение параметров процесса резания осуществляется в режиме реального времени, под которым в соответствии с ГОСТ 15971-90 понимается режим обработки информации, обеспечивающий взаимодействие системы обработки информации с внешними по отношению к ней процессами в темпе, соизмеримом со скоростью протекания этих процессов. Обработка резанием обуславливает темп взаимодействия системы обработки информации с внешними процессами, соответствующий периоду стойкости инструмента.

Оптимальная производительность станочной системы определяется, в основном, такими параметрами режима резания, как скорость, глубина и подача. Максимально допустимая подача, как правило, ограничивается эффективной мощностью или крутящим моментом станка, прочностью слабого звена механизма подачи станка, жесткостью обрабатываемой детали, прочностью и жесткостью инструмента, шероховатостью обрабатываемой детали. Глубина резания чаще всего ограничена сверху величиной припуска, а иногда, как и подача, жесткостью технологической системы или мощностью привода.

Что касается скорости резания, то ее оптимальное значение зависит от критерия оптимальности. В металлообработке на тяжелых станках в качестве критериев оптимальности используются минимум себестоимости продукции, максимум производительности, минимум расхода твердого сплава, минимальная напряженность труда станочника, точность и т.д. [6-10].

Как показано в [11] для повышения производительности при заданном периоде стойкости инструмента необходимо работать с возможно большей площадью сечения срезаемого слоя и соответствующей этому сечению скоростью резания.

Оптимизация на практике чаще всего обеспечивалась априорно и часто интуитивно за счет управления параметрами технологического режима (v , S , и t) по определенным критериям качества без учета фактического состояния технологического оборудования и возмущающих воздействий при эксплуатации. Были сформированы справочники, и выбор режимов резания в какой-то мере формализовался и производился по соответствующим

нормативам. Нормативы по выбору режимов резания соответствуют средним (типовым) условиям работы и содержат сведения о рекомендуемых значениях v , S , и t обычно в виде таблиц без учета возможностей адаптации к реальным условиям. Эти справочники в основном формировались на основе обобщения экспериментальных исследований по обрабатываемости различных металлов и ряда других факторов.

Следует отметить, что наибольшее число опубликованных работ по оптимизации резания применяют критерии оптимизации, в той или иной степени связанные с экономической эффективностью. Это в первую очередь минимальная себестоимость, максимальная норма сменной выработки и так далее. К этим показателям часто сводят стойкость инструмента, выражая через нее какой-либо экономический показатель. Эти критерии оптимизации описаны во многих работах по резанию металлов.

Наряду с этими примерами следует отметить работы, в которых критерии оптимизации связаны с техническим состоянием технологической системы и ее элементов. В работе [12] рассматривается математическое моделирование процесса резания для целей оптимизации, устанавливается статическая связь показателей качества с v , S , и t и подробно оценивается влияние геометрии режущего инструмента на эти показатели. Приведены технологические ограничения.

В работе [13] усовершенствуется поиск оптимума использования инструмента введением в расчет верхней границы стойкости как функции износа режущей кромки.

В [14] предлагается методика определения оптимальных режимов резания, сущность которой заключается в выборе комплекса заданных параметров качества поверхностного слоя (высоту неровностей обработанной поверхности, величину остаточных напряжений в поверхностном слое, глубину наклепанного слоя) и определении оптимального сочетания скорости резания и подачи по разработанной авторами формуле.

В [15] предложен критерий максимальной технологической надежности, которая связана с потерей качества обработки. Рассмотрены особенности построения технических ограничений для продольного точения и фрезерования. Предложена компромиссная целевая функция. Например, двухкритериальная задача сведена к минимизации функции.

Для повышения производительности обработки Подураев В.Н. в работе [16] предложил методы назначения оптимальных режимов резания при нестационарных методах обработки, за счет сокращения машинного времени.

В [17] используются статистические критерии точности и стабильности технологических операций.

В работе [18] для оценки эффективности вариантов конструкций сборного режущего инструмента и условий его эксплуатации сформулирована система критериев, объединяющая: минимальное время на операцию механообработки; наибольшую стойкость РИС; минимальные стоимость нового инструмента, затраты на инструмент, себестоимость операций механообработки; наивысшую конкурентоспособность РИС.

В [19] реализуется структурно-параметрическая оптимизация с использованием многоцелевой функции (износ режущего элемента, сила, мощность и температура резания), учитывающая технологические ограничения v , S , и t и прочность режущего инструмента. Исходными параметрами математической модели являются механические и теплофизические характеристики материала заготовки, технические требования к точности и качеству обработанной детали, жесткость элементов технологической системы.

В [20] в основу предлагаемых критериев оптимизации заложен принцип минимума энергии. С его помощью определяется энергия, накапливаемая поверхностным слоем деталей, а также энергетические затраты на процесс резания в целом. Приводится в качестве критерия оптимизации процесса резания его удельная энергоемкость.

Удельная энергоемкость процесса резания рассчитывается как

$$\eta_1 = (N_1 - N_2) / (v \cdot S \cdot t), \quad (1)$$

где N_1 - мощность станка, потребляемая под нагрузкой; N_2 - мощность станка на вспомогательном ходу.

Скрытая энергия деформирования поверхностного слоя была предложена [21] в качестве критерия комплексной оценки физико-механического состояния поверхностного слоя детали, обработанной резанием. Его величина представляет собой плотность энергии накопленной поверхностным слоем в результате пластической деформации при резании и, является энергией дислокаций. Проведены исследования связи указанных критериев со стойкостью инструментов. На эксплуатационные характеристики скрытая энергия оказывает более сильное влияние, чем шероховатость обработанной поверхности.

Метод акустической эмиссии (АЭ) [22] позволяет осуществить диагностирование износа инструмента, определить качество обработанной поверхности, разработать методики эспресс-оптимизации режимов резания и геометрии заточки инструмента, т.е. исследовать комплекс показателей обрабатываемости как существующих, так и перспективных материалов, выбрать марку рационального инструментального материала, оценить фактор технологической наследственности. Физические принципы метода связаны с основными процессами структурообразования обрабатываемого материала и представляют собой высокочастотные волны упругой деформации, которые генерируются в зоне резания. Параметры данных волновых процессов непосредственно отражают энергетическую картину резания, зависят от ее изменения и могут быть зарегистрированы соответствующей измерительной аппаратурой.

В действующем производстве метод АЭ позволяет корректировать режимы обработки с целью их интенсификации, осуществлять непрерывный или активный дискретный контроль за ходом технологического процесса обработки, а также проводить входной контроль обработки и входной контроль обрабатываемости материала и режущих свойств инструмента. Экономическая эффективность применения АЭ определяется повышением надежности процессов обработки, увеличением их производительности.

Высокая информативность и разрешающая способность метода АЭ обуславливают его перспективное применение в комплексно-автоматизированных металлообрабатывающих производствах, например при создании адаптивных систем управления процессом резания от ЭВМ. В этом случае появляется возможность разработки моделей аварийных ситуаций - нерасчетных режимов функционирования технологического процесса и, как следствие, решения задачи их прогнозирования и устранения. Хорошие результаты дает обработка сигналов АЭ по критерию

$$W_u = A\dot{N}_\Sigma / V_{\partial a_c}, \quad (2)$$

где A - амплитуда сигнала. Однако использование метода АЭ в реальном времени для гибкой технологии требует обширной базы исходных данных.

В работе [23] рассмотрен целый комплекс вопросов оптимизации процессов резания конструкционных, нержавеющей и жаропрочных сталей и сплавов при условии постоянства оптимальной температуры резания. Указанное условие составляет основу метода ускоренного определения оптимальных сочетаний параметров процесса резания, соответствующих максимальной размерной стойкости инструмента. При этом на одной из подач исследуют интенсивность износа для пяти - семи скоростей резания и ту скорость, на которой износ минимальный, принимают за оптимальную и измеряют на ней термоЭДС. Аналогичные испытания проводят на других подачах. Для применения метода в процессе эксплуатации оборудования необходимы апостериорные экспериментальные исследования.

В работе [24] допустимые (критические) значения амплитуд колебаний определяются исходя из требований к точности станка и обрабатываемой детали, качеству обработанной поверхности, стойкости инструмента и т.д.

При наличии у базовой модели в рабочем скоростном диапазоне резонансных режимов также решена задача частотной отстройки, которая реализуется в большей степени за счет варьирования скорости резания и в меньшей степени – упруго-инерционных параметров подсистемы ТСМО. Для решения задачи обеспечения стабильности качества разработан обобщенный векторный критерий качества, представляющий собой совокупность критерия размерной точности и вектора состояния поверхностного слоя.

Имеется ряд других подобных работ, имеющих несколько иную направленность, например, по диагностированию изнашивания инструмента, специальных исследований его стойкости.

Выводы

Анализируя рассмотренные выше работы, можно отметить, что в такой постановке задача оптимизации полностью не решена. Прежде всего, это связано с оперативностью получения первичной информации о состоянии всей системы в целом, включая и процесс резания. В этом смысле, во-первых, анализировать отдельно разомкнутую технологическую систему без резания не имеет смысла, так как наличие нелинейных элементов и изменение в пространстве и во времени вектора силы резания может переводить систему из одного структурно-устойчивого состояния в другое или же приводить к структурно-неустойчивым состояниям. Во вторых, идентификация системы для целей оптимизации должна осуществляться по свойствам информации получаемой непосредственно в реальном времени при резании.

Литература: 1. Макаров А.Д. Оптимизация процессов резания.- М.: Машиностроение, 1976.- 278 с. 2. Масленников И.А., Соколов Ю.А. Структурно-параметрическая оптимизация токарной операции с использованием целевой функции// СТИН.- 1997.- № 1.- С.23-26 3. Рыжов Э.В., Аверченко В.И. Оптимизация технологических процессов механической обработки.- Киев: Наукова думка, 1989.- 192 с. 4. Якобс Г.Ю., Якоб Э., Кохан Д. Оптимизация резания. Параметризация способов обработки резанием с использованием технологической оптимизации/ Пер. с нем.- М.: Машиностроение, 1981.- 279 с. 5. Jacobs H.J.: Technologische Grundkagen der steigen internen Verfahren-soptimierung in der Abspantechnik. Fetigungstecnik und Betrieb 21 (1971) 5, S.285-289. 6. Вопросы оптимизации в металлообработке и исчисление вероятностей / Коткин Г.Г., Гузенко В.С., Еськов А.Л., Мироненко Е.В., Аносов В.Л. – Краматорск: ДГМА, 1999. – 223 с. 7. Хае Г.Л., Клименко Г.П. Исследование рациональной эксплуатации твердосплавного режущего инструмента // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем. - Краматорск: ДГМА. - 2000. - С. 3 -9. 8. Адаптивное управление металлорежущими станками. Серия – I, М.: НИИМаш, 1973.- 228 с.

АНАЛИЗ ВХОДНЫХ ПАРАМЕТРОВ АДАПТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ РАБОТЫ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ

Васильченко Я.В., Ковалев В.Д., Сукова Т.А., Статкевич А.В.

В работе проанализированы современные методы оптимизации сложных технических систем и имеющийся опыт в механообработке. Рассмотрены критерии оптимальности процесса механической обработки на тяжелых станках. Обоснованы информативные каналы параметров процесса механической обработки на тяжелых станках

АНАЛІЗ ВХІДНИХ ПАРАМЕТРІВ АДАПТИВНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ РОБОТИ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ

Васильченко Я.В., Ковальов в.д., Сукова Т.А., Статкевіч А.В.

У роботі проаналізовані сучасні методи оптимізації складних технічних систем і наявний досвід у механообробці. Розглянуто критерії оптимальності процесу механічної обробки на важких верстатах. Обґрунтовано інформативні канали параметрів процесу механічної обробки на важких верстатах.

ANALYSIS OF ENTRY PARAMETERS OF ADAPITIVE TECHNOLOGICAL SYSTEMS OF WORK OF HEAVY MACHINE-TOOLS

Vasil'chenko yA.v., Kovalev V.D., Sukova T.A., Statkevich a.v.

In work modern methods of optimisation of difficult technical systems and available experience in machining are analysed. Significant parametres of machining process on heavy machine tools are revealed. Informative channels of parametres of machining process on heavy machine tools are proved.

Ключевые слова: тяжелый станок, адаптивное управление, режимы резания, стойкость инструмента, параметры управления.

Пономаренко О.В.
ДДМА, м. Краматорськ, Україна
**ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ
ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЯ ВАЖКОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА**

Вступ

Сучасні виробничі умови механічної обробки на важких токарних верстатах потребують збільшення точності та працездатності існуючого обладнання. Єдиним методом досягнення цієї мети є використання адаптивних систем керування верстатами за положенням виконавчих органів.

Основним видом важкого токарного обладнання машинобудівних заводів України є верстати виробництва ВАТ «Краматорський завод важкого верстатобудування» моделей 1А660Ф3, 1М660Ф3, 1К665Ф3, 1К670Ф3, КЖ16274Ф3 та КЖ16275Ф3.

Хоча верстати цих моделей мають вагомі технічні нововведення, які суттєво підвищили їх працездатність, деякі проблеми залишилися невирішеними, а саме:

- недостатньо висока точність положення миттєвої вісі шпинделя на гідростатичних шпиндельних опорах;
- контроль за положенням виконавчих органів в процесі обробки;
- недостатня жорсткість шпиндельного вузла, особливо при обробці великогабаритних деталей.

Це призводить до втрат часу, зниження точності обробки та інтенсивного зношення елементів технологічної системи.

У результаті досліджень процесу механічної обробки на важких токарних верстатах в умовах підприємств важкого машинобудування та аналізу факторів, що призводять до зниження працездатності верстатного обладнання було прийняте рішення розробити адаптивну систему керування гідростатичними шпиндельними опорами на базі важкого токарного верстату з діаметром обробки 2000 мм та довжиною деталі 12000 мм.

Після проведення теоретичного моделювання роботи системи керування адаптивними гідростатичними опорами за сигналом безпосереднього вимірювання положення виконавчих органів важкого токарного верстату, результати якого більш докладно описано в [1], її було розроблено та експериментально перевірено. Принципову схему системи адаптивного керування зображено на рисунку 1.

Для роботи адаптивної системи шпиндельний вузол було додатково оснащено датчиками зворотного зв'язку, встановленими в вертикальній і горизонтальній площинах на паску, прошліфованому на планшайбі. Схема встановлення датчиків та підключення регуляторів показана на рис. 2а, загальний вигляд датчиків зазору – на рис. 2б.

Наведена принципова схема була реалізована в конструкції верстата-стенда на базі важкого токарного верстату мод. 165. Поставлена задача вирішується за рахунок того, що шпиндельний вузол на гідростатичних опорах оснащений регулятором витрати РР, що працює за сигналом зовнішніх впливів від датчика положення виконавчого органу верстата (в даному випадку планшайби).

Обладнання, яке застосоване при експериментальних дослідженнях з найбільшою вірогідністю забезпечує можливість одержання інформації про параметри опорних вузлів верстатів:

- вихідні параметри – швидкість відносного переміщення поверхонь опор, розміри досліджуваної області і форма зазору між сполученими поверхнями, а також температура на границях досліджуваної області;

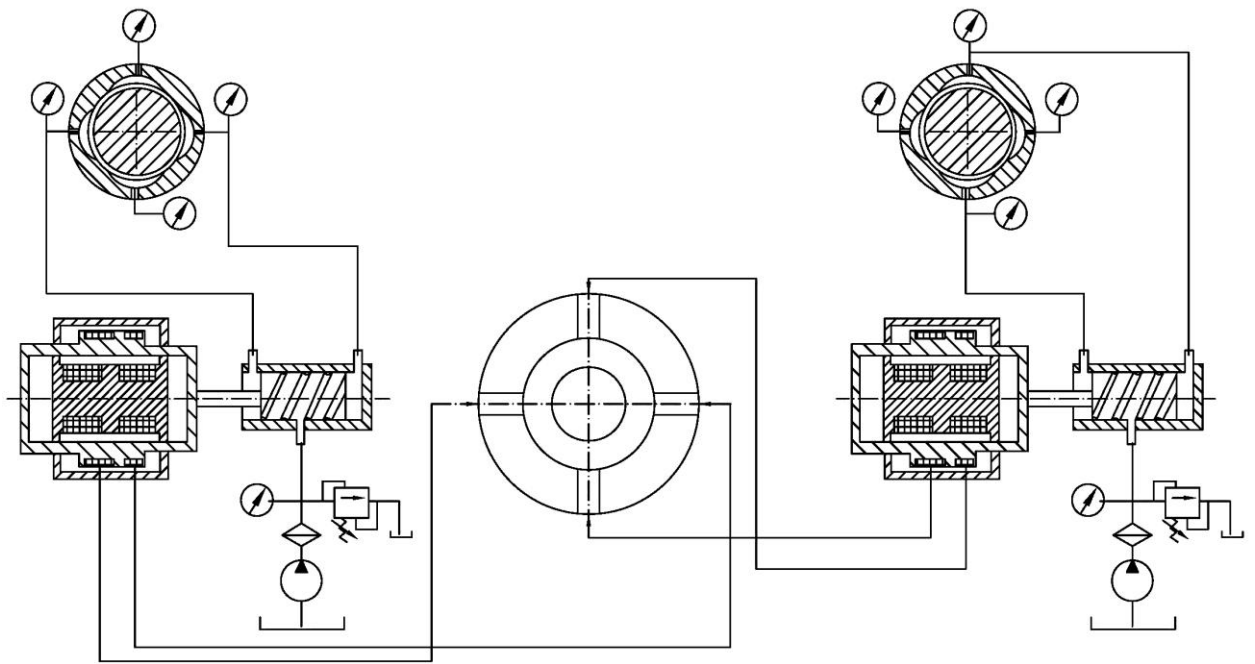


Рис. 1 - Принципова схема системи адаптивного керування

- диференціальні параметри – навантаження між поверхнями ковзання в досліджуваній області;
- інтегральні параметри – основні величини (безрозмірні коефіцієнти), що характеризують експлуатаційні характеристики опорних вузлів.

При експериментальних дослідженнях вимірювались параметри, що характеризують експлуатаційні показники опорних вузлів. Результати зіставлялися з параметрами цих вузлів, визначеними теоретично, і визначалися розбіжності між обчисленими та вимірюваними величинами.

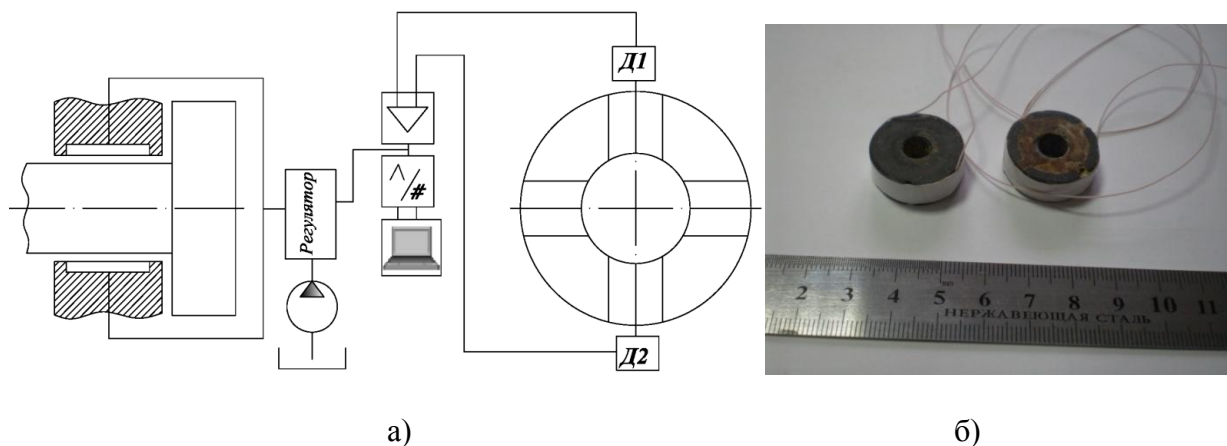


Рис. 2 - Система адаптивного керування: а) схема розташування датчиків; б) загальний вигляд датчиків зворотного зв'язку

Важкий токарний верстат мод. з діаметром обробки 2000 мм може бути виготовлено з двома конструктивними варіантами шпиндельної групи:

На підшипниках кочення фірми FAG:

- а) в передній опорі радіальний підшипник 3092К, фактичне радіальне биття 0,002 мм.
- б) в задній опорі радіальний підшипник 3064К, фактичне радіальне биття 0,003 мм.

На радіальних гідростатичних підшипниках

а) конструктивне виконання передньої втулки: діаметр шейки шпинделя $D = 515$ мм; довжина кармана підшипника $l_0 = 350$ мм; ширина перемичок $l_1 = 50$ мм; центральний кут кармана посередині тангенціальних перемичок $\varphi_k = 90^\circ$.

б) конструктивне виконання задньої втулки: діаметр шейки шпинделя $D = 320$ мм; довжина кармана підшипника $l_0 = 200$ мм; ширина перемичок $l_1 = 40$ мм; центральний кут кармана посередині тангенціальних перемичок $\varphi_k = 75^\circ$.

В якості упорного підшипника в обох випадках використаний упорний шарикопідшипник фірми FAG 53272 з фактичним осьовим биттям $0,008$ мм.

Проект верстату з гідростатичними опорами був розроблений таким чином, щоб в максимальній степені використати деталі існуючої конструкції передньої бабки верстату на опорах кочення.

Експеримент проводився в три етапи. На першому етапі було досліджено роботу шпиндельного вузла на гідростатичних чотирикамерних опорах з вимкненою системою керування (зміна тиску в карманах відбувалась на основі непрямих вимірів), на другому була підключена система живлення зі зворотним зв'язком за тиском в карманах опори. Третій етап проводився з підключеною розробленою системою адаптивного керування.

З аналізу отриманих даних видно, що результати експериментальних досліджень добре збігаються з результатами імітаційного моделювання [1, 4]. Розрахункове максимальне відхилення переднього кінця шпинделя з вимкненою системою адаптивного керування складає 4 мкм, в той час як зі зворотним зв'язком за тиском в карманах – близько 7 мкм, а з дросельним регулюванням – близько 12 мкм. За середніми значеннями вимірювань поточного положення шпинделя були побудовані графіки (рис. 3), на яких зображено поточне положення шпинделя в межах одного оберту.

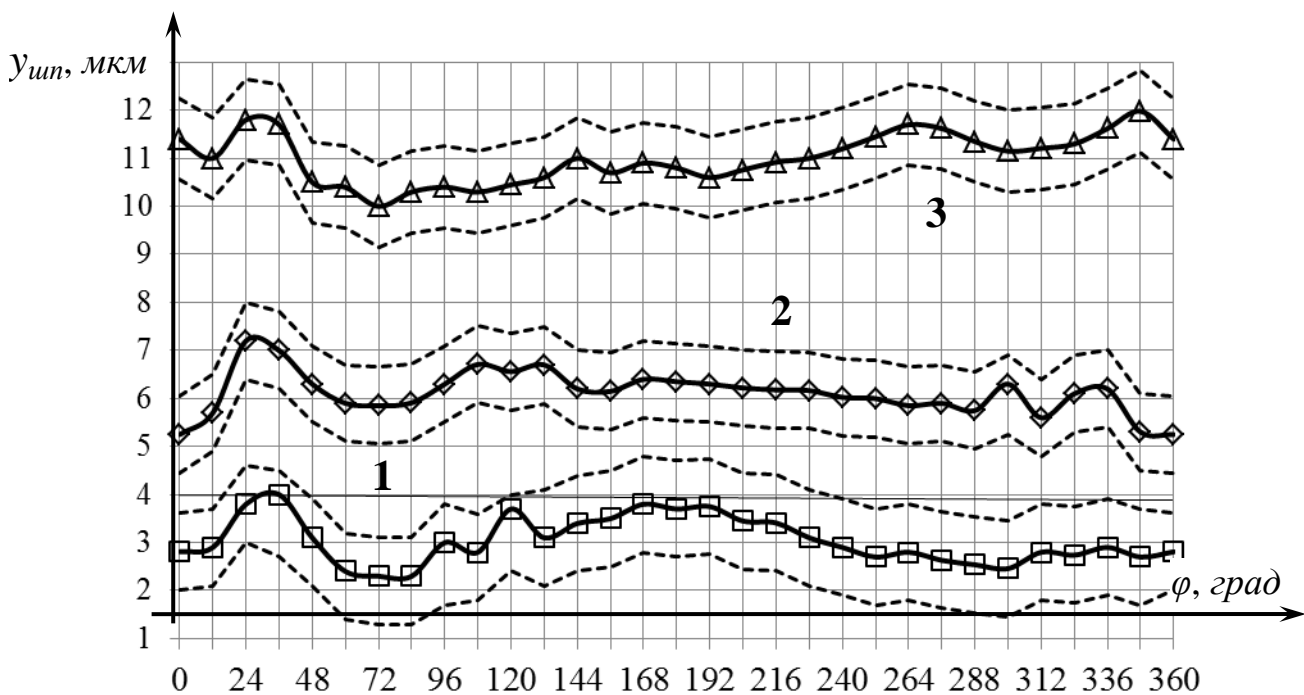


Рис.3 - Поточне положення переднього кінця шпинделя: 1 – з підключеною системою адаптивного керування; 2 – зі зворотним зв'язком за тиском в карманах; 3 – з дросельним регулюванням



Рис. 4 - Загальний вид верстата-стенда, оснащеного системою адаптивного керування

Наведений графік характеризує наступні, найбільш несприятливі умови навантаження: імпульсний характер зміни навантаження з амплітудою 10000 Н , швидкість обертання шпинделя 10 с^{-1} .

Висновки

Експериментальні дослідження довели працездатність розробленої адаптивної системи керування характеристиками гідростатичних шпиндельних опор із золотниковими регуляторами витрат робочої рідини. Жорсткість шпиндельного вузла верстата-стенда з адаптивною системою керування зросла в 2,8–3,1 рази у порівнянні з дросельною системою регулювання та в 1,6–1,9 рази у порівнянні з системою зі зворотним зв'язком за тиском в карманах. Аналіз досліджень показав задовільне узгодження даних моделювання і експериментів: по температурі 7%, по жорсткості 20%, по тиску 14%.

Застосування адаптивних систем живлення також забезпечує такі переваги: підвищується надійність гідростатичних шпиндельних опор, тому що дроселюючі елементи при роботі перебувають у русі, що перешкоджає облітерації дроселюючої щілини; знижується нагрівання опори внаслідок збільшення потоку робочої рідини через опору в міру нагрівання; підвищується жорсткість і несуча здатність опори в цілому; виключаються налагоджувальні роботи із установа тиску в карманах гідростатичних шпиндельних опор.

Література: 1. Ковальов В. Д. Моделювання роботи шпиндельного вузла важкого токарного верстату з адаптивною системою живлення опор / В. Д. Ковальов, О. В. Пономаренко, М. С. Мельник // Вісник Житомирського державного технічного університету : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2009. – Вип. 4 (51). – С. 37–43. 2. Бабин О. Ф. Тяжелые станки – перспективы развития / О. Ф. Бабин, В. Д. Ковалев // Мир техники и технологии. – 2008. – №7(80). – С. 14. 3. Бушуев В. В. Основы конструирования станков / В. В. Бушуев. – М : МГТУ «СТАНКИН», 1995. – 178 с. 4. Ковалев В. Д.

ПРОМЫШЛЕННЫЕ ИСПЫТАНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ТОЧНОСТЬЮ ПОЛОЖЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ ТЯЖЕЛОГО ТОКАРНОГО СТАНКА

Пономаренко О.В.

Разработаны шпиндельный узел тяжелого токарного станка и адаптивная система питания шпиндельных гидростатических опор. Проведены промышленные испытания системы адаптивного управления точностью положения оси вращения шпинделя тяжелого токарного станка на гидростатических опорах.

ПРОМИСЛОВІ ВИПРОБУВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ ПОЛОЖЕННЯ ШПИНДЕЛЯ ВАЖКОГО ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Пономаренко О.В.

Розроблені шпиндельний вузол важкого токарного верстата й адаптивна система живлення шпиндельних гідростатичних опор. Проведені промислові випробування системи адаптивного керування точністю положення осі обертання шпинделя важкого токарного верстата на гідростатичних опорах.

INDUSTRIAL TESTS OF CONTROL SYSTEM BY EXACTNESS OF STATUTE OF SHPINDEL OF HEAVY LATHE

Ponomarenko O.V.

Spindle unit of heavy lathe and adaptive power hydrostatic spindle bearings are developed. Industrial tests of adaptive control within the provisions of the axis of rotation of heavy lathe spindle on hydrostatic bearings are conducted.

Ключові слова: адаптивна система, випробування, жорсткість, точність, керування, навантаження, тиск, опора,

Ковальов В.Д., Гаков С.О., Антоненко Я.С.
ДДМА, м. Краматорськ, Україна

РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ ВИЗНАЧЕННЯ ВИДІВ ЗНОШЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР НА ОСНОВІ ВІД'ЄМНОСТІ ГЕОМЕТРІЇ ПОВЕРХНІ КОЛЕСА ВІД ВИХІДНОГО

Вступ

Широке впровадження нових високоефективних ресурсозберігаючих засобів і технологій, спрямованих на підвищення зносостійкості, надійності та довговічності колісних пар рухомого складу залізничного транспорту висуває підвищені вимоги до забезпечення процесів виготовлення та ремонту, а саме, до верстатного обладнання, технологічного оснащення та металорізального інструменту. Залізнична колісна пара є одним з найскладніших, металомістких та відповідальних елементів ходової частини рухомого складу, якість ремонтів якої суттєво впливає на безпеку перевезень. За таких умов першорядним завданням є використання всіх наявних резервів економії ресурсів у процесі відновлювального обточування колісних пар як одного з найістотніших факторів скорочення часу простою рухомого складу в ремонті.

Основним напрямком ресурсозбереження в технології ремонтного відновлення профілю колісних пар за допомогою механічної обробки є мінімізація об'єму знятого матеріалу. Це можна досягнути раціональним визначенням припуску на обробку, з урахуванням повної картини зносу поверхні.

Аналіз існуючих промислових систем визначення припуску на обробку, безпосередньо на верстаті показує, що найпоширенішими є системи, засновані на контактних методах вимірювання: накидний круговий датчик обкатного типу [1], який являє собою обкатаний ролик з датчиком кута або систему вимірювання діаметра кола кочення колісної пари за методом визначення координат декількох точок в одній площині перетину з наступною апроксимацією. До недоліків таких систем варто віднести працемісткість монтажу, габарити системи, зношування контактуючих елементів (роликів, інденторів), низьку точність через можливість проковзування ролика та неточність апроксимації (апроксимація проводиться за невеликою кількістю точок, не більш 3-4, тому не можливо врахувати такі види зношувань поверхонь як повзуни, не великі вищербини та ін.). Тому найраціональнішим є використання безконтактних методів вимірювання. Проведеним аналізом не виявлено промислові конструкції систем вимірювання повного профілю колісної пари безпосередньо на верстаті, але існує велика кількість подібних систем для діагностування колісних пар за геометричними параметрами на залізничному транспорті. Тому використання безконтактних та комбінованих методів вимірювання на основі оптичних, індуктивних та інш. систем є доцільним [3, 5, 6].

Основна частина

У зв'язку зі специфікою вимірювання безконтактним методом [2, 3], доцільно прийняти спосіб побудови моделі вимірюваного профілю колісної пари за масивом визначених діаметрів. У такій спосіб досить нескладно виявляти та класифікувати зношення, наявність яких призводять до зміни форми поперечного розрізу колісної пари відносно кола, наприклад глибокі вищербини або повзуни (рис. 1).

Для підвищення швидкодії обчислення діаметральних характеристик перетинів колісної пари доцільно здійснювати розрахунок за умов мінімально необхідної кількості точок із забезпеченням необхідної точності визначення діаметру.

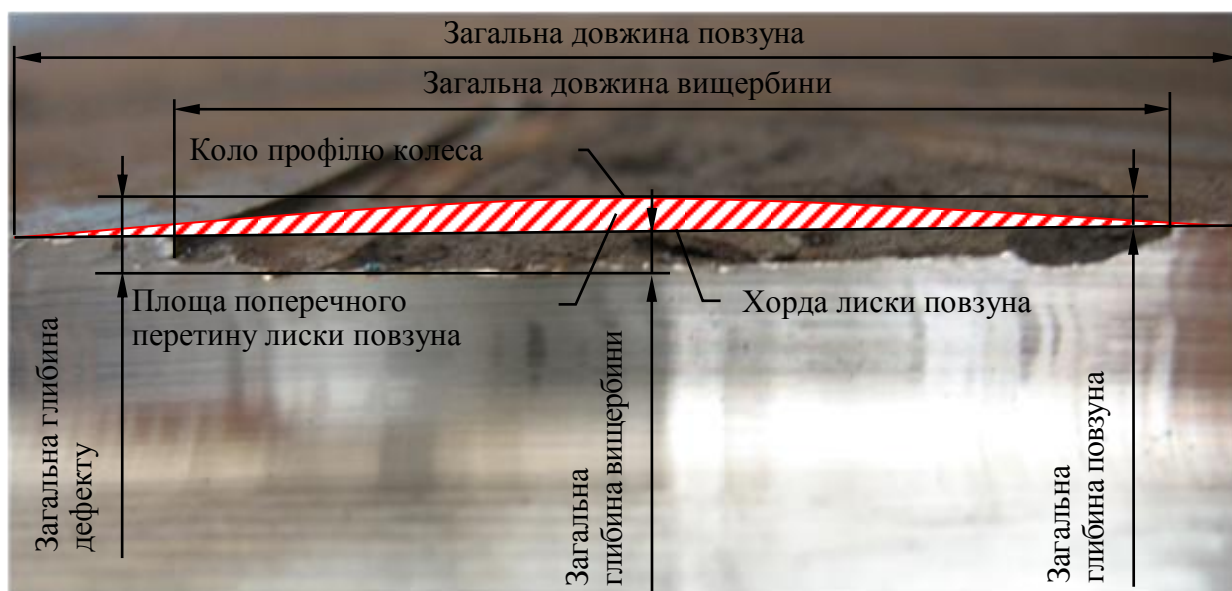


Рис. 1 - Поперечний переріз вищербини у зоні повзуна

Для обчислення діаметру кола мінімально необхідно три точки, що належать твірній кола. Але, за такою кількістю точок неможливе визначення основних параметрів дефекту (довжини та глибини). Для розв'язку цієї задачі необхідно визначитись з умовами точності визначення дефектів.

Так як умови виникнення та розвиток дефектів на поверхні кочення під час експлуатації колісної пари носять випадковий характер, виникають дефекти, які значно розрізняються як за природою виникнення, так і за геометричними розмірами.

Відповідно до рис. 1. були класифіковані основні типорозміри повзунів (або плоских вищербин як наслідок розвитку повзуна) за лінійним розмірами.

На практиці повзуни з розміром менше 50 мм (по хорді кола) не суттєво не впливають на порушення роботи технологічної колесообробної системи внаслідок того, що заглиблення зміцненого шару термомеханічного дефекту значно менше, ніж зрізаний припуск.

Для класифікації повзунів було здійснено вимірювання глибин повзунів відповідно до табл. 1. Глибина визначалась за допомогою абсолютного шаблону шляхом порівняння вимірювання на місці дефекту з вимірюванням у іншому місці поверхні кочення колеса там, де немає дефекту. Результати вимірювання були усереднені за відповідною вибіркою залежно від геометричних розмірів дефекту (довжиною), дані занесені до табл. 2.

Таблиця 1

Класифікація повзунів залежно від довжини

Довжина – 50 мм	Довжина – 63 мм	Довжина – 73 мм	Довжина – 82 мм
Довжина – 101 мм	Довжина – 114 мм	Довжина – 142 мм	Довжина – 202 мм

Залежність глибини повзуна від його довжини

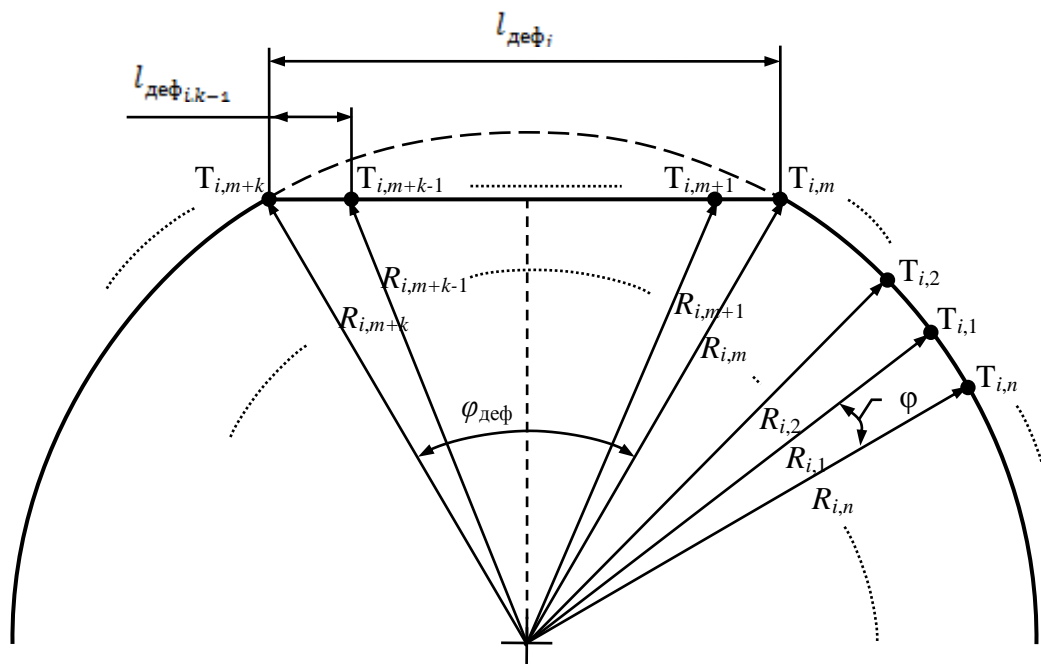
Довжина повзуна, мм	50	60	75	85	100	120	145	205
Глибина повзуна, мм	0,7	1,0	1,5	2,0	3,0	4,0	6,0	12,0

Велика кількість точок обчислення призведе до того, що збільшиться час обчислення за рахунок ускладнення моделі.

Для розпізнавання дефекту, необхідно знайти характерну відмінність від кола кочення (рис. 2). Такою відмінною ознакою може бути хорда. Для розпізнавання хорди необхідно порівняння координат сусідніх точок одного перерізу (рис. 1) з середнім відхиленням не більш половини глибини меншого з класифікованих повзунів ($1/2 h_{пов.мін}$). Так для повзуна з $l_{пов.мін} = 50$ мм, $1/2 h_{пов.мін} = 0,35$ мм, тоді максимально допустиме відхилення між двома сусідніми точками повинно бути $\Delta_{деф.ср} \leq 0,35$ мм). Нижня границя відхилення обмежена величиною похибки вимірювання ($\delta_{вим.}$), на яку накладається специфіка вимірювання безконтактним методом, тоді умова набуває вигляду:

$$\delta_{вим.} \leq \Delta_{деф.ср} \leq 1/2 h_{пов.мін} \quad (1)$$

Розглянемо випадковий переріз, що належить колу кочення та проходить через повзун. У загальному вигляді такий переріз відповідає схемі рис. 2, де індекс i – номер відповідного циклу вимірювання діаметральних характеристик; n – кількість точок ($T_{i,n}$) вимірювання i -го циклу; m – кількість точок вимірювання до визначеного початку дефектної зони в i -у циклу; k – кількість точок, потрапивших у зону дефекту; φ – кут дискретизації (кут виміру однієї дискретної точки, однаковий для всіх колісних пар єдиного типорозміру), град; $\varphi_{деф}$ – кут розповсюдження дефекту, град; $R_{i,n}$ – радіус кола у відповідній точці, визначається через перетворення координат, мм; $l_{деф,i}$ – довжина (хорда) дефекту у i -у перерізі, мм; $l_{деф,i,k-1}$ – лінійна відстані між сусідніми точками (наприклад, між $T_{i,m+k}$ та $T_{i,m+k-1}$), мм.

Рис. 2 - Схема визначення довжини хорди дефекту у i -у перерізі

Основою обчислення геометричної моделі колісної пари є визначення кута дискретизації. Відповідно до рис. 2 визначити кут дискретизації можна, користуючись наступними умовами: незмінністю кількості точок обчислення для всіх перерізів даного

типорозміру колісної пари або незмінністю кроку розташування точок на колі в усіх перерізах профілю колеса (рівні хорди). Для вирішення поставленої задачі найзручнішим є перший метод, як найпростіший, тому

$$\varphi = \frac{2\pi}{n}, \quad (2)$$

звідси

$$\varphi_{\text{деф}i} = 2\pi \frac{k}{n}, \quad (3)$$

тоді лінійна довжина дефекту

$$l_{\text{деф}i} = 2R_{\text{ср}i} \sin\left(\pi \frac{k}{n}\right), \quad (4)$$

де $R_{\text{ср}i}$ – середнє значення радіусу у i -у перерізі.

Відповідно до (1-4) необхідно визначити n та k .

Кількість точок, що потрапили у зону дефекту може бути знайдена за допомогою перебірнього лічильного алгоритму шляхом порівняння значень радіусів ($R_{i,j}$) у відповідних точках ($T_{i,j}$) з умовою:

$$R_{i,j+1} - \Delta_{\text{деф.ср}} \leq R_{i,j} \leq R_{i,j+1} + \Delta_{\text{деф.ср}}, \quad (5)$$

де j – номер точки ($j \in 1 \dots n$).

Визначити максимальні геометричні розміри дефекту за довжиною ($l_{\text{деф.мак}}$) можна, порівнюючи визначені довжини ($l_{\text{деф}i}$) в кожній з i -х площин (рис. 3):

$$l_{\text{деф.мак}} = \max(l_{\text{деф}i}).$$

Так як в обробці система адаптації режиму різання повинна передбачувати зміну режимної частини у зоні дефекту, та як впливає з табл. 2 лінійна довжина дефекту на колесах, що підлягає відновленню обточуванням, складає не більше 200-215 мм, що менш $\frac{1}{15}$ довжини кола кочення ($L = \pi D_{\text{ном}} = \pi \cdot 0,957 \approx 3 \text{ м}$), то небажано постійно змінювати режимну частину після виходу різця з дефектної зони. Це шкідливо для динамічного стану технологічної системи та за наявності менших дефектів (за лінійними розмірами) зміна процесу "гальмування-розгін" може призвести до поломки різальної пластини. Тому, для визначення оптимального моменту початку процесів "розгін-гальмування" та "гальмування-розгін" необхідно знати лінійні розміри дефекту за шириною профілю колеса (ширина дефекту) (рис. 3).

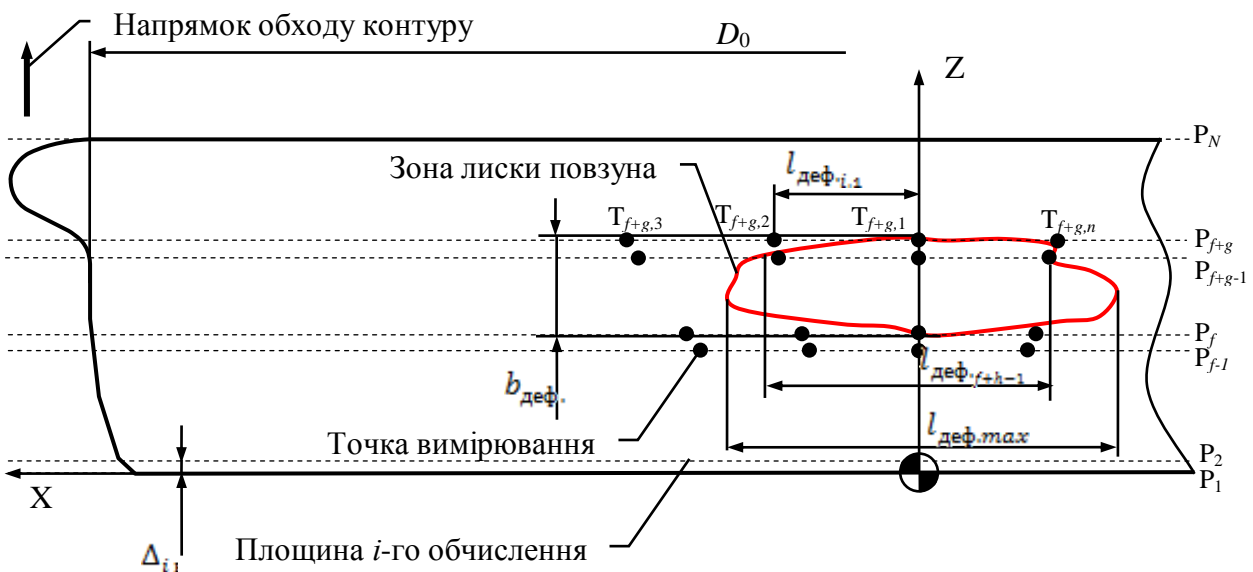


Рис. 3 - Модель визначення лінійних розмірів дефекту на поверхні колісної пари

На рис. 3 позначено наступні величини: $\Delta_{i \text{ вим}}$ – крок між площинами обчислення (P_{i-1} та P_i) у напрямку осі Z ; $b_{\text{деф}}$ – визначена ширина дефекту; індекси: f – кількість площин вимірювання до визначеного початку дефектної зони; g – кількість площин, що потрапили у зону дефекту; N – кількість площин обчислення.

Як слідує з рис. 3, точність обчислення $b_{\text{деф}}$ залежить від значення величини $\Delta_{i \text{ вим}}$, яка обчислюється

$$\Delta_{i \text{ вим}} = \frac{l_1}{N} \quad (6)$$

де l_1 – ширина ободу колеса.

Щоб визначити ширину колісної пари, необхідно знати кількість площин вимірювання, що проходять через зону дефекту. Тоді, з урахуванням (6) ширина дефектної зони визначається:

$$b_{\text{деф}} = \frac{l_1}{N} \cdot g, \quad (7)$$

Для обчислення g необхідно знайти максимальну кількість точок, координати яких відповідають умові (5) та розташовані вздовж однієї лінії в напрямку осі Z .

Загальна ширина дефекту у більшості випадків визначається умовою:

$$\Delta_{i \text{ вим}} \cdot (g - 1) < b_{\text{деф}} < \Delta_{i \text{ вим}} \cdot (g + 1), \quad (8)$$

Умова (8) накладає обмеження на вибір величини $\Delta_{i \text{ вим}}$:

1) $\Delta_{i \text{ вим}} \cong S_{\text{п.п.ср.}}$ (де $S_{\text{п.п.ср.}}$ – середнє значення здовжньої подачі) – $b_{\text{деф.}}$, визначається з найбільшою точністю, але значно збільшується час вимірювання та обчислювальні витрати для побудови моделі припуску;

2) $\Delta_{i \text{ вим}} \gg S_{\text{п.п.}}$ – визначення $b_{\text{деф}}$ має найбільшу швидкість, але пропорційно зменшується точність обчислення, що відображається на втраті продуктивності.

Тоді для ефективного обчислення ширини повзуна необхідно використовувати умову – $\Delta_{i \text{ вим.}} > S_{\text{п.п.}}$.

Величина припуску залежить від максимально призначеної глибини різання. На призначення повної глибини різання впливають два основних фактори: величина нерівномірності зношування профілю кочення колісної пари та наявність дефектів у вигляді повзунів.

Наявність повзунів збільшує призначену глибину різання на величину впровадження дефекту у шар металу. У зв'язку з тим, що глибина впровадження дефекту є величиною випадковою, яка залежить від багатьох факторів експлуатації та властивостей матеріалу колеса, а її визначення без аналізу властивостей металу у зоні дефекту неможливе, доцільно використовувати дискретний метод призначення шуканої величини за попередньо визначеними геометричними параметрами дефекту.

З виробничої практики та відповідно до табл. 2. було визначено мінімально необхідні глибини для гарантованого зняття дефектного шару металу (табл. 3).

Таблиця 3

Додаткові глибини для гарантованого зняття дефектного шару металу залежно від лінійної довжини повзуна

Довжина повзуна, мм	50	60	75	85	100	120	145	205
Додаткова глибина, мм	0,5	0,5	0,7	0,75	1,5	1,5	2,0	4,0

Очевидно, для знаходження мінімально необхідної глибини різання необхідно з визначеного масиву максимальних значень радіусів у кожному з i -х перетинів відняти масив мінімальних значень радіусів

$$t_{\text{min } i} = R_{\text{max } i} - R_{\text{min } i}, \quad (9)$$

тоді максимальне значення величини різниці з врахуванням додаткової глибини ($h_{\text{деф.дод.}}$, табл. 4.3) є максимально необхідною глибиною різання (4.10), зумовленою нерівномірним зношуванням профілю колісної пари та величиною дефектного шару

$$t_{\text{max}} = \max(t_{\text{min}_i}) + h_{\text{деф.дод.}} \quad (10)$$

У випадку, коли визначена величина t_{max} перевищує значення максимально допустимої глибини різання $t_{\text{доп}}$, обмеженої для кожного з типів матеріалу колеса за твердістю, припуск розділяють на декілька проходів. За перший прохід знімається припуск з максимальною глибиною, який не перевищує $t_{\text{доп}}$, а припуск, що залишився, поділяється на інші проходи. У більшості випадків число проходів не перевищує $n = 2$.

Відповідно до цього, було складено алгоритм визначення геометричної моделі припуску, траєкторії робочого руху різального інструменту та розподілу глибини різання на проходи (рис. 3). Графічну інтерпретацію роботи алгоритму (рис. 3) наведено на рис. 4.

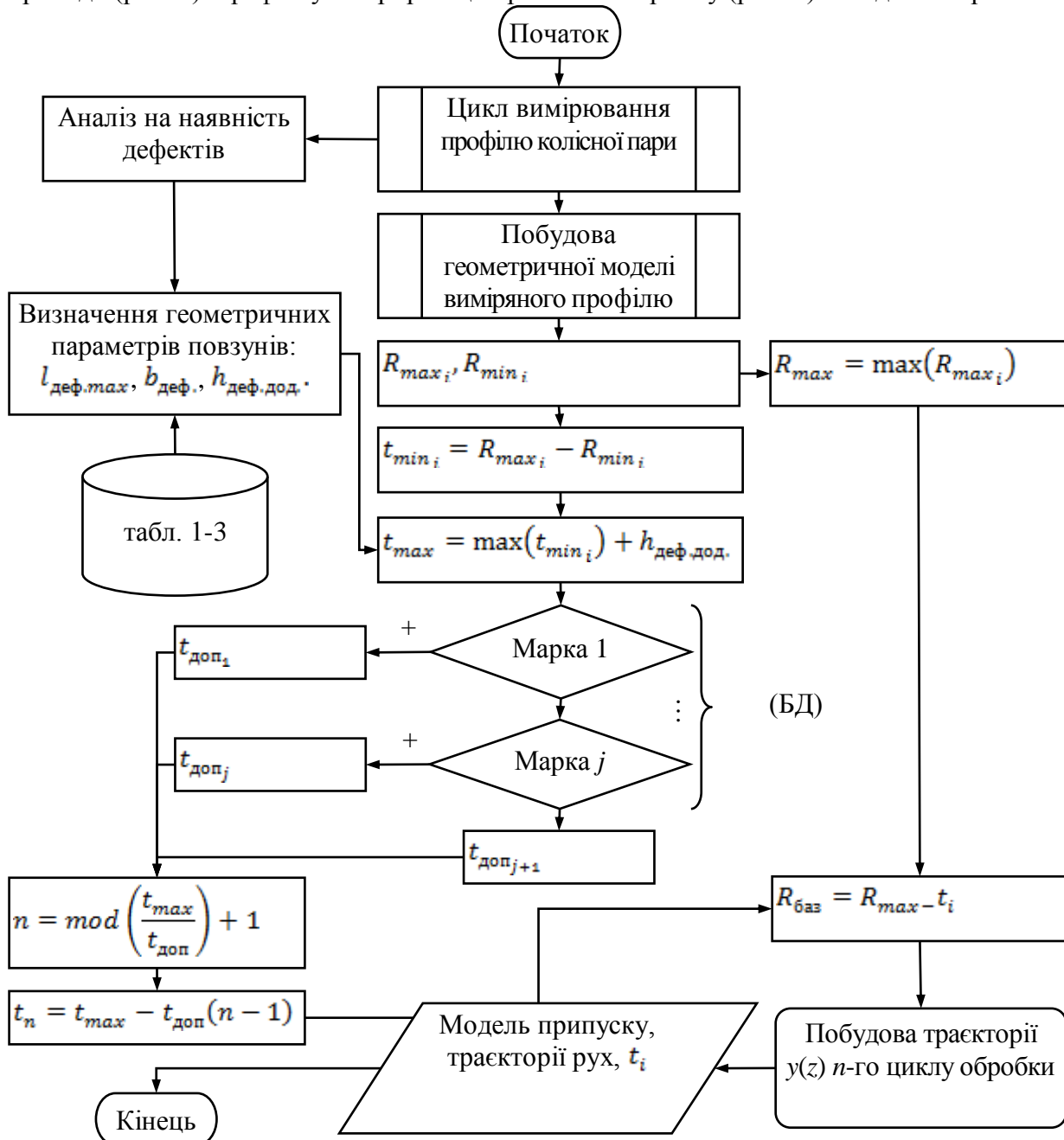


Рис. 4 - Загальний алгоритм визначення припуску та глибини різання

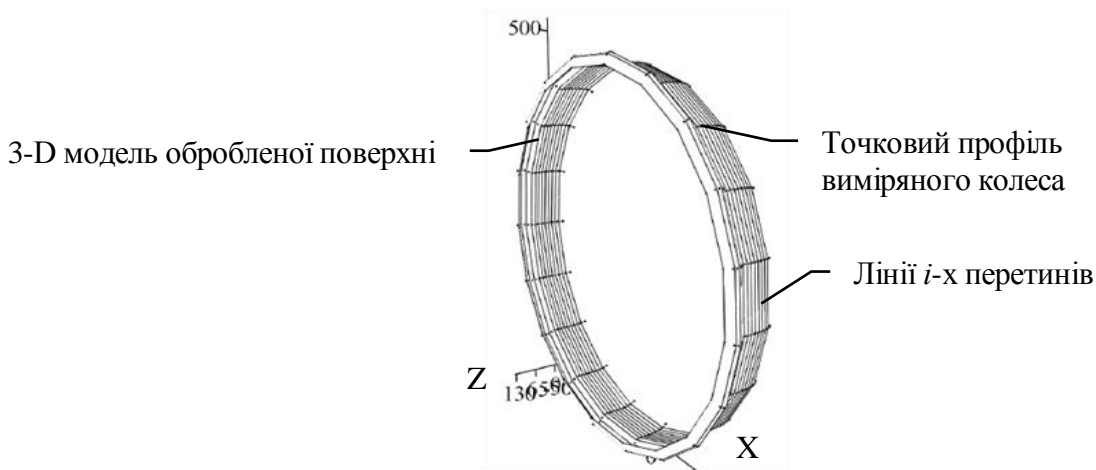


Рис. 5 - 3-D модель обробленої поверхні з точками визначеного припуску

Висновки

1. Використання безконтактних методів вимірювання дозволяє значно підвищити надійність та точність роботи системи, за рахунок виключення контактуючих елементів вимірювальної системи та проковзувань вимірюючих приладів відносно поверхні колеса.
2. Точність визначення припуску безконтактною системою вимірювання значно вище, за рахунок визначення зношень та дефектів поверхні колеса в широкому діапазоні розмірів.
3. Вимірювальні системи потрібно конструювати з використанням комбінації з декількох безконтактних методів вимірювання, у зв'язку з тим, що сполучанням різних засобів вимірювання (оптичні, індуктивні, ємнісні і т.і.) вдається нівелювати їх основні недоліки.
4. Особливий інтерес становить комбінація індуктивного та оптичного засобу вимірювання відстані (індуктивний засіб не чутливий до стану вимірювальної поверхні а оптичний має високе розділення при розпізнаванні деталей з складною конфігурацією).

Література: 1. Ковальов В.Д. Розробка підсистеми визначення припуску для системи адаптивного керування обробкою на колесотокарному верстаті / В.Д. Ковальов, С.О. Гаков – Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. (зб. наук. праць.) вип. 23. – Краматорськ-Київ: ДДМА, 2008. – С. 127-132. – ISBN 978-966-379-250-7. 2. Лысенко О. Триангуляционные датчики расстояния/ О. Лысенко // Электронные компоненты. – М.: Компьютерпресс, 2005. – №11. С. 1-5. 3. Хасанов З.М. Динамические погрешности в оптоэлектронных измерителях геометрических размеров/ З.М. Хасанов, О.З. Хасанов // Контроль и диагностика. – М.: Машиностроение, 2007. – №12. С. 14-23. – ISSN 0201-7032. 4. Марпл С. Л.-мл Цифровой спектральный анализ и его приложения / С.Л.-мл. Марпл; пер.с англ. – М. : Мир, 1990. – 584 с. 5. Пат. 2255309С2 Российская Федерация, МПК G01B11/08, B61K9/12 Способ и фотолазерное устройство для определения диаметра колесных пар железнодорожного подвижного состава / Данковцев В.Т., Мельк В.О., Пимшин А.С.; заявитель и патентообладатель ОГУПС. – № 2003111596/28; заявл. 27.10.2004; опубл. 27.06.2005 Бюл. № 18. 6. Пат. 2280577С1 Российская Федерация, МПК B61K9/12. Способ обнаружения дефектов на поверхности катания колеса подвижного состава и устройство для его реализации / Венедиктов А.З., Доков Д.С., Тирешкин В.Н.; заявитель и патентообладатель ООО "АГРОЭЛ". – № 2004139158/11; заявл. 31.12.2004; опубл. 27.07.2006 Бюл. № 21.

**РОЗРОБКА ТА ДОСЛІДЖЕННЯ АЛГОРИТМІВ ВИЗНАЧЕННЯ
ВИДІВ ЗНОШЕННЯ КОЛІСНИХ ПАР НА ОСНОВІ ВІД'ЄМНОСТІ ГЕОМЕТРІЇ
ПОВЕРХНІ КОЛЕСА ВІД ВИХІДНОГО**

Ковальов В.Д., Гаков С.О., Антоненко Я.С.

У статті наведена класифікація видів зношування колісних пар, що приводять до зміни геометрії поверхні кочення. Розроблений алгоритм визначення поверхневого дефекту за допомогою безконтактного вимірювального пристрою.

**РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ АЛГОРИТМОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВИДОВ
ИЗНОСА КОЛЕСНЫХ ПАР НА ОСНОВЕ ОТРИЦАТЕЛЬНОЙ ГЕОМЕТРИИ
ПОВЕРХНОСТИ КОЛЕСА ОТ ВЫХОДНОГО**

Ковалев в.д., Гаков С.О., Антоненко Я.С.

В статье проведена классификация видов износа колесных пар приводящих к изменению геометрии поверхности катания. Разработан алгоритм определения поверхностного дефекта с помощью бесконтактного измерительного устройства.

**DEVELOPMENT AND RESEARCH OF ALGORITHMS OF DETERMINATION OF
TYPES OF WEAR OF WHEELPAIRS IS ON BASIS OF SUBZERO OF GEOMETRY OF
SURFACE OF WHEEL FROM WEEKEND**

Kovalev V.D., Gakov S.O., Antonenko Y.S.

In article classification of kinds of deterioration of wheel pairs leading to change of geometry of a surface of driving is spent. The algorithm of definition of superficial defect by means of the contactless measuring device is developed.

Ключові слова: колісна пара, повзн , вищербина, алгоритм, припуск, глибина різання.

Мицык А.В.

ВНУ им. В.Даля, Луганск, Украина

МОДЕРНИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ «U» - ОБРАЗНОГО КОНТЕЙНЕРА ВИБРОСТАНКА

Введение

Невысокий коэффициент полезного действия традиционного «U» - образного контейнера вибростанка предполагает его совершенствование за счет модернизации рабочих поверхностей, достигаемой изменением формы поперечного сечения их футеровки [1].

Механизм съема металла определяется воздействием контейнера на загруженные в него гранулы рабочей среды. Импульсы, передаваемые от рабочих поверхностей контейнера к граничным слоям среды, получают послонное распространение в загрузке контейнера. Промышленные гранулы среды имеют призматическую, цилиндрическую, сферическую, пирамидальную и другие формы. Воздействующие на загрузку поверхности «U» - образного контейнера вибростанка прямолинейны.

Для создания однородного характера передачи импульса от контейнера к среде, целесообразно исключить взаимодействие различных по форме поверхностей контейнера и гранул граничных слоев среды.

Вместе с тем, практика виброобработки показывает, что различия получаемого съема металла для гранул различной формы при одинаковой их режущей способности не превышают 7...9%. Такая разница компенсируется либо незначительным (5...10%) увеличением машинного времени, либо незначительным (на 0,1...0,3 мм) увеличением амплитуды колебаний контейнера. Поэтому в типовых технологиях виброобработки широкой номенклатуры изделий, за исключением имеющих сложнопрофильные поверхности, требующие повышенной избирательности среды, возможно применение сферических гранул [1].

Модернизируя рабочие поверхности «U» - образного контейнера, футеровка которых имеет прямолинейную форму, можно отметить, что гранулы рабочей среды и обрабатываемые изделия в своем движении, направленном к поверхности контейнера, имеют одинаковый вектор скорости. При соударении о прямолинейную рабочую поверхность гранулы и изделия получают равные скорости, минимальные изменения которых являются следствием неравномерности размера гранул среды. Если проектировать развертку поперечного сечения футеровки контейнера нелинейным образом, то создаются условия для удлинения рабочей поверхности контейнера и формирования несинхронизированного вектора скоростей гранул при их отражении от этих поверхностей, что повышает степень воздействия на обрабатываемые изделия.

Также необходимо учитывать, что форма рабочих поверхностей контейнера в большинстве случаев должна обеспечивать на всей длине поверхностей отсутствие неактивных зон, а также сохранять устойчивость формы при относительном эксплуатационном износе и иметь характеристики, приемлемые для используемых в технологиях виброобработки размеров гранул среды. Кроме того, форма рабочих поверхностей контейнера должна быть регулярной и технологичной при изготовлении. Учитывая сказанное, рассмотрим три формы рабочих поверхностей контейнера в их поперечном сечении, то есть призматическую, сферическую и синусоидальную (рис. 1).

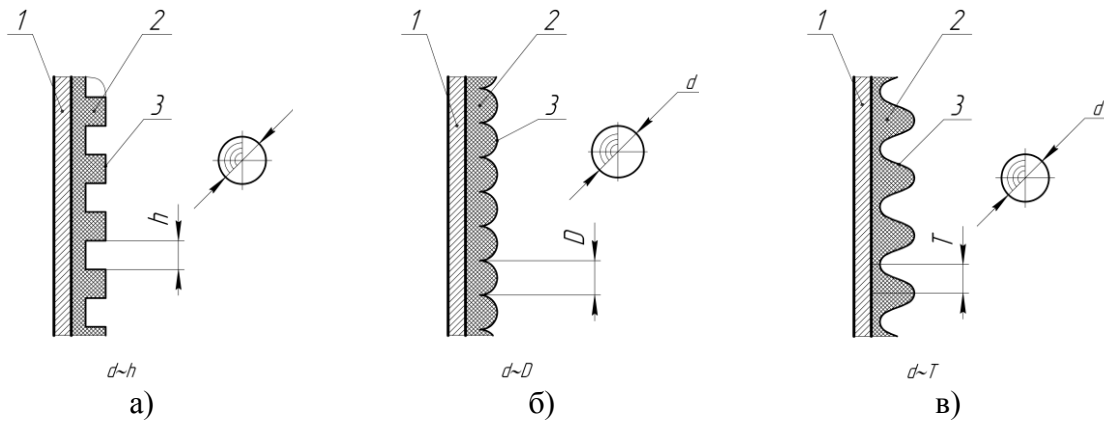


Рис.1 - Формы рабочих поверхностей контейнера в их поперечном сечении: а) – призматическая; б) – сферическая; в) – синусоидальная;
 1 – стенка контейнера; 2 – футеровка стенки; 3 – рабочая поверхность

Призматическая (рис. 1, а) рабочая поверхность при $d \sim h$ (где d - размер гранул среды; h - расстояние между призматическими элементами поверхности) имеет «мертвые», то есть недоступные для контакта с гранулами, зоны и ее эффективная, контактирующая с гранулами, длина меньше общей длины. В случае, когда рабочая поверхность контейнера имеет сферическую (рис. 1, б) или синусоидальную форму (рис. 1, в), эффективная длина поверхности, соответственно, для $d \sim D$ и $d \sim T$ (где D, T - диаметр сферы и полупериод синусоиды поверхности) совпадает с ее общей длиной. Эффективную длину рабочей поверхности контейнера запишем выражением:

$$L_{y\hat{o}} = \sum_{i=1}^N \int_{x_i}^{x_{i+1}} \sqrt{1 + (y')^2} dx, \quad (1)$$

где $[x_i, x_{i+1}]$ - отрезок вертикальной координаты, где поверхность эффективна; N - число отрезков.

Для оценки влияния вида поверхности на динамику взаимодействия гранул среды с изделием рассмотрим параллельное падение гранул 1 и 2 на криволинейную поверхность F элемента 3 сферической футеровки контейнера (рис. 2). Очевидно, что изменение вектора скорости V_2 для гранулы 2, расположенной рядом с гранулой 1, вектор скорости V_1 которой не изменяется, составит при абсолютно упругом соударении $\Delta V_2 = V_2 \sin 2\alpha$. С учетом того, что криволинейная поверхность F задана уравнением $y = y(x)$, получим:

$$y'(x) = \operatorname{tg} \alpha, \quad (2)$$

$$y'(x+d) - y'(x) \approx y''(x)d, \quad (3)$$

$$\Delta V_2 = V_2 \frac{2y'}{1 + (y')^2}, \quad (4)$$

где в выражении (4) y' вычисляется в точке $A(x+d)$ из выражения (3).

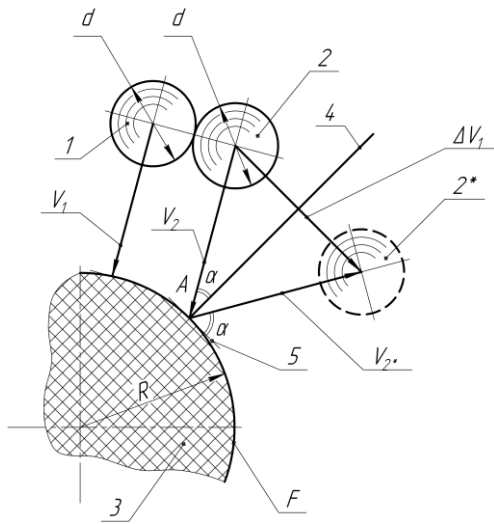


Рис. 2 - Схема падения гранул на поверхность элемента сферической футеровки контейнера: 1, 2 – гранулы; 2* - гранула 2 в момент движения после соударения; 3 – элемент футеровки; 4 – нормаль к касательной поверхности; 5 – касательная к поверхности

Следовательно, для футеровки контейнера существует, по крайней мере, единственная в поперечном сечении синусоидальная форма поверхности, обеспечивающая получение значения для ΔV_2 . Однако, реализация рабочих поверхностей контейнера синусоидальной формы связана с высокой трудоемкостью и себестоимостью. Также лучший результат виброобработки достигается при определенной структуре линии поверхности контейнера, а именно при периодически возрастающей частоте синусоиды поверхности, что отсутствует в рассматриваемом нами примере. Из этих соображений принята поверхность сферической формы поперечного сечения, при оценке эффективной длины которой в зависимости от среднего размера d_{cp} гранул среды получим:

$$d_{cp} = \int_{d_{min}}^{d_{max}} df(d) \delta d, \quad (5)$$

где d - размер гранул в совокупной загрузке контейнера, $d_{min} \leq d \leq d_{max}$; d_{min} , d_{max} - минимальный и максимальный размер гранул; $f(d)$ - функция плотности распределения гранул по их размеру, $\int_{d_{min}}^{d_{max}} f(d) dt = 1$.

Для гранул размером d неактивная зона поверхности составит угловую величину α (рис. 3), что в линейном выражении равно длине дуги AB . Тогда, η - эффективная длина рабочей поверхности на сферическом элементе футеровки, представленном полуокружностью PAB , составит:

$$\eta = \frac{\pi R - 2R\alpha}{\pi R} = 1 - \frac{2}{\pi} \alpha, \quad (6)$$

$$\alpha = \arccos \frac{1}{1 + d/2R}. \quad (7)$$

Для среднего размера d_{cp} гранул среды η_{cp} - эффективная длина сферической рабочей поверхности будет равна:

Таким образом, полученная зависимость изменения вектора скорости ΔV_2 гранулы 2 от радиуса R криволинейной поверхности элемента сферической футеровки представлена, как $R = 1/K_{\dot{\gamma}}$, где $K_{\dot{\gamma}}$ - кривизна поверхности, величина которой определяется соотношением

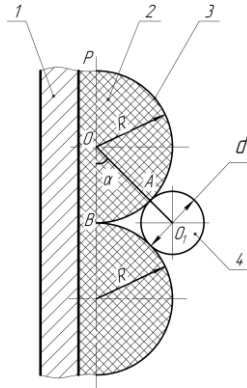
$$K_{\dot{\gamma}} = \frac{y''}{(1 + (y')^2)^{3/2}}.$$

Допустим, что размеры d гранул среды фиксированы, то существует два предельных случая для периодических рабочих поверхностей: - $K_{\dot{\gamma}} = 0$ ($R = \infty$) прямолинейная поверхность, приводящая к эффекту $\Delta V_2 = 0$; $K_{\dot{\gamma}} \rightarrow \infty$ ($R \rightarrow 0$) гофрированная поверхность, на которой $\Delta V_2 = 0$.

$$\eta_{\text{ср}} = 1 - \frac{2}{\pi} \arccos \frac{1}{1 + d_{\text{ср}}/2R}, \quad (8)$$

что в сравнении с прямолинейной рабочей поверхностью дает увеличение ее эффективной длины в ν раз:

$$\nu = \frac{\pi R}{2R} \eta_{\text{ср}} = \frac{\pi}{2} - \arccos \frac{1}{1 + d_{\text{ср}}/2R} = \varphi_1. \quad (9)$$



$$|OA|=R; |O_1A|=d/2$$

Рис. 3 - Схема образования неактивной зоны: 1 – стенка контейнера; 2 – сферическая футеровка контейнера; 3 – рабочая поверхность контейнера; 4 – гранула

Используя выражения (3) и (4) при рассмотрении рабочей поверхности контейнера, состоящей из сферических элементов, и учитывая, что $y' = \operatorname{tg} \alpha \sim d_{\text{ср}}/R$ (рис. 4) получим:

$$\Delta V_2 \approx V_2 \frac{4 \frac{d_{\text{ср}}}{2R}}{1 + 4 \left(\frac{d_{\text{ср}}}{2R} \right)^2} = \varphi_2. \quad (10)$$

Таким образом, повышение энергетических возможностей контейнера со сферической рабочей поверхностью происходит за счет увеличения эффективной длины рабочей поверхности, которое описывается выражением (9), и активизации движения гранул среды у рабочей поверхности, которая описывается выражением (10).

В качестве параметров для выражений (9) и (10) используем отношения $d_{\text{ср}}/2R = \zeta$.

Очевидно, что $\varphi_1 = \varphi_1(\zeta)$ так, что $d\varphi_1/d\zeta < 0$, а $\varphi_2 = \varphi_2(\zeta)$ обладает свойством $d\varphi_2/d\zeta > 0$ для $\zeta \rightarrow 0$ и $d\varphi_2/d\zeta < 0$ при $\zeta \rightarrow \infty$. Следовательно, в качестве критерия оценки эффективности виброобработки можно использовать выражение:

$$\varphi_0(\zeta) = a_1 \varphi_1(\zeta) + a_2 \varphi_2(\zeta). \quad (11)$$

Тогда существует значение ζ^* , при котором $\varphi_0(\zeta^*)$ достигает максимальной величины. Коэффициенты a_1 и a_2 определяются из практики виброобработки.

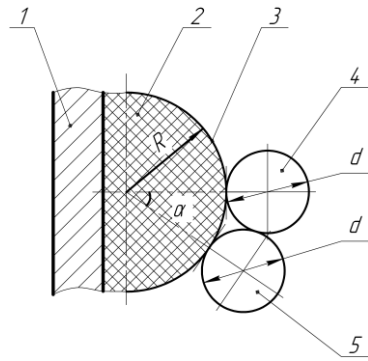


Рис. 4 - Элемент сферической поверхности футеровки: 1 – стенка контейнера; 2 – сферическая футеровка контейнера; 3 – рабочая поверхность контейнера; 4, 5 – гранулы

Принятая форма рабочих поверхностей контейнера, то есть его футеровки, состоящая из сферических элементов, по размеру соответствующих ряду выпускаемых промышленностью гранул среды, повышает динамическую активность контейнера, создавая стабильность в относительном перемещении и взаимном давлении гранул и обрабатываемых изделий, что обеспечивает высокий съем металла [3].

Литература: 1. Бабичев А.П., Бабичев И.А. Основы вибрационной технологии. - Ростов-на-Дону: ДГТУ, 1998. – 624 с. 2. Мицык А.В. Повышение эффективности обработки крупногабаритных плоскостных изделий активизацией движения рабочей среды в колеблющихся «U» - образных контейнерах: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01. – Харьков, 2008. – 348 с. 3. Пат. 9796, МКИ В 24 В 31/00 Виброверстат для оздоблювально-зачищувальної обробки великогабаритних панельних виробів / А.В. Міцик (Україна).-№ у 200503124; Заявл. 05.04.2005; Опубл. 17.10.2005, Бюл. №10.

МОДЕРНИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ «U» - ОБРАЗНОГО КОНТЕЙНЕРА ВИБРОСТАНКА

Мицык А.В.

Были изменены геометрические и размерные характеристики рабочих поверхностей «U» - образного контейнера вибростанка, выбраны гранулы рабочей среды из упругого профилированного материала.

МОДЕРНИЗАЦІЯ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ «U» - ОБРАЗНОГО КОНТЕЙНЕРА ВІБРОВЕРСТАТА

Міцик А.В.

Були змінені геометричні та розмірні характеристики робочих поверхонь «U» - подібного контейнера віброверстата, вибрані гранули робочого середовища із пружного профільованого матеріалу.

MODERNIZATION OF WORKING SURFACES OF «U» - SHAPED CONTAINERS VIBROMACHINE

Мицык А.В.

The choice of the cross-section of «U» - shaped containers lining by elastic profiled material with geometrie and dimensional characteristics like as granules of the working medium has been grounded.

Ключевые слова: модернизация, «U» - образный контейнер, футеровка, гранулы среды, сферические Формы рабочих поверхностей

Так, для $a_1 = 0$, когда удлинение эффективной рабочей поверхности не учитывается, ζ^* определяется экстремумом

$$\varphi_2(\zeta).$$

$\frac{d\varphi_2}{d\zeta} = 0 \Rightarrow \frac{d}{d\zeta} \left(\frac{\zeta}{1+4\zeta^2} \right) = 0 \Rightarrow \zeta^* = \frac{1}{2}$, то есть $2R = 2d_{\text{ср}}$.

Если в выражении (2.28) учитывать слагаемое $\varphi_1(\zeta)$, то очевидно, что оптимальное значение $\zeta^* < \frac{1}{2}$ или $R \geq d_{\text{ср}}$.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНОЛОГІЯ МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 621.855.4

Луців І.В., Кривий П.Д., Кривінський П.П.

ТНТУ, м. Тернопіль, Україна

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ТОЧНОСТІ ТОВЩИНИ СТІНОК ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Вступ

Одним із основних якісних показників приводних роликів і втулкових ланцюгів (ПРВЛ) за даними національного і міжнародних стандартів є точність контактних кроків зовнішніх t_3 та внутрішніх t_6 ланок, яка формується полями допусків функціональних розмірів валиків, роликів, пластин і втулок. Одним із таких функціональних розмірів є контактна товщина стінки згортних втулок Δ та закономірність її розподілу на проміжку $0 - 2\pi$. Контактною товщиною стінки згортної втулки будемо називати величину, виміряну між циліндричною поверхнею валика, який контактує із внутрішньою циліндричною поверхнею втулки, і зовнішньою циліндричною поверхнею втулки.

Враховуючи те, що якісне функціонування ланцюгових передач і зносостійкість шарнірів ПРВЛ, окрім інших факторів, забезпечується нормальним зачепленням шарнірів ланцюгів із зубами зірочок та точнісними характеристиками контактних кроків, то дослідження контактної точності стінки згортних втулок, здійснення її статистичної оцінки та встановлення певних закономірностей розподілу Δ по колу сприятиме пошуку шляхів підвищення точності t_3 та t_6 і є актуальним.

Дослідженню точнісних характеристик ПРВЛ присвячений цілий ряд наукових праць [1-3, 5-7, 10, 11]. В роботах [1-3, 5, 6, 10, 11] подані результати дослідження точності контактних кроків ПРВЛ.

В роботі [9] здійснена спроба дослідити вплив на точність t_3 і t_6 ексцентриситетів роликів. При цьому не в повному обсязі враховано рівноімовірне розсіювання кутового положення ексцентриситету роликів та його вплив на значення контактних кроків, не подано експериментальних даних щодо статистичних характеристик розсіювання величини Δ .

Більш повно дослідження точності контактних кроків подано в роботі [10], в якій теоретично на основі розмірного аналізу в імовірнісному аспекті розглянута контактна товщина стінки ексцентричної втулки як випадкова величина, що входить у рівняння розмірних ланцюгів величин t_3 і t_6 . Проте результати цих досліджень не перевірялись на нормальність розподілу, не здійснювалась оцінка істотності відмінностей характеристик розсіювання величини Δ у певних положеннях, розміщених відносно стикового шва.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ. Дослідити в імовірнісному аспекті закони та характеристики розсіювання величини Δ , закономірності її зміни на проміжку $0-2\pi$ та здійснити оцінку істотності відмінностей середніх значень $\bar{\Delta}_i$ і дисперсій $D(\Delta_i)$ в певних положеннях.

МЕТА РОБОТИ. Метою роботи є здійснення експериментальних досліджень і отримання статичних оцінок величини Δ втулок для ПРВЛ з кроками 9,525 мм; 12,7 мм; 15,875 мм; 19,05 мм; 25,4 мм.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ. Для експериментальних досліджень величини Δ встановлювали обсяг вибірки та формували її згідно з рекомендаціями існуючих відповідних стандартів. Дослідження проводились із шліфованими по зовнішній циліндричній поверхні

втулками для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм і 15,875 мм Даугавпілського виробництва (Латвія) та каліброваними у фільерах втулками для ланцюгів з кроками 19,05 мм і 25,4 мм Тульського (Росія) і Бішкекського (Киргизія) виробництв відповідно. Відібрані у вибірки деталі промивали в авіаційному бензині, знежирювали і висушували. Необхідно відзначити, що згортка втулок Даугавпілського виробництва здійснювалась методом періодичного деформування, а втулок Тульського і Бішкекського виробництв – методом послідовного деформування. Такі різні технологічні процеси формування циліндричних оболонок внаслідок технологічної спадковості забезпечили різні закономірності відхилень від круглості їх внутрішніх циліндричних поверхонь [6], які є одними з причин утворення ексцентричності. Величина вибірки партії втулок N кожного типорозміру ПРВЛ для забезпечення надійності $\alpha = 0,95$ і точності $\varepsilon = 0,2\sigma$ (тут α – рівень надійності і σ – середньоквадратичне відхилення розсіювання величини Δ) склала 100 штук.

Для визначення значень Δ і закономірностей їх розподілу в проміжку $0-2\pi$ була створена установка (рис.1), яка складається із довжиноміра ИЗВ-21 - 4, який із можливістю вертикального переміщення встановлений на станині 5, розміщеній на основі 1, на якій змонтована підставка 2. В отворі вертикальної стінки підставки горизонтально закріплена оправка 3, діаметр якої дорівнює діаметру валика відповідного типорозміру ПРВЛ. Досліджувана втулка 7 поза установкою і з'єднується із круговою шкалою 8, яка має 12 положень. Перше положення шкали співпадає із стиковим швом втулки. Переміщуючи вертикально довжиномір вздовж напрямних станини, налаштовують його так, щоб при контакті щупа 6 із циліндричною поверхнею оправки 3 на шкалах довжиноміра були встановлені нулі.

Вимірювання величини Δ здійснюється таким чином. Шток із щупом 6 довжиноміра піднімали вгору, на оправку 3 встановили досліджувану втулку 7 із круговою шкалою 8 так, щоб перше положення кругової шкали співпало із стрілкою 9, розміщеною на вертикальній стінці. Опускали шток довжиноміра із щупом до контакту із зовнішньою циліндричною поверхнею втулки і за показами оптичних шкал визначали Δ_1 в першому положенні. Перемістивши

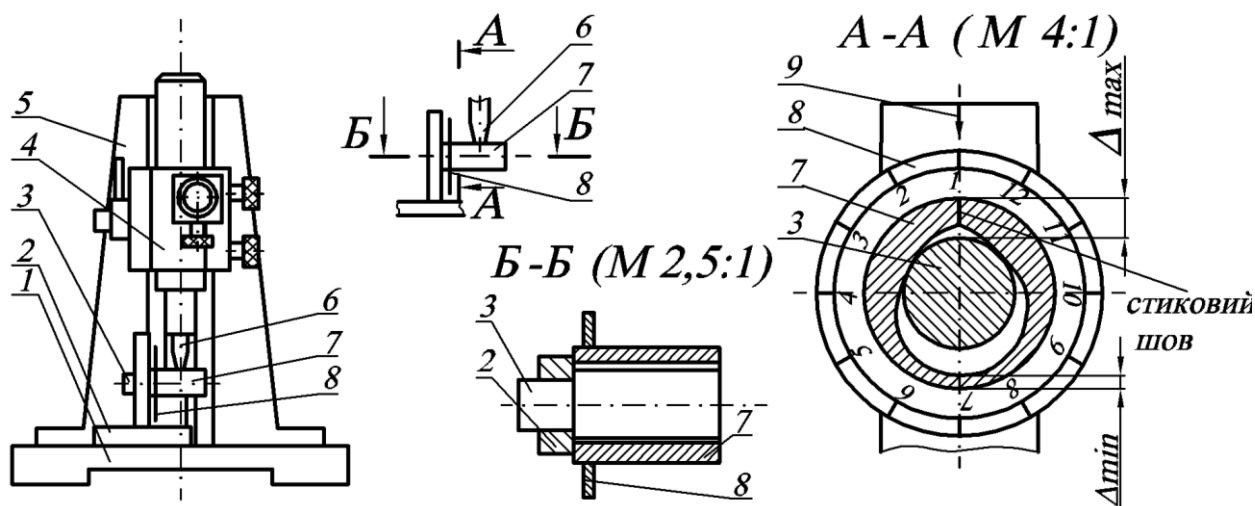


Рис. 1 – Схема установки для вимірювання контактної товщини стінки згортних втулок

шток довжиноміра вгору на 2...5 мм, повертали втулку на кут, який дорівнював 30° , опускали шток із щупом до контакту із втулкою і визначали Δ_2 в другому положенні. Здійснивши аналогічні прийоми, отримували значення Δ_i ($i = 1, 2, 3, \dots, 12$) в 12-ти положеннях. Провівши такі експерименти для всіх втулок кожної із вибірок, отримували статистичні ряди розсіювання величини Δ досліджуваних типорозмірів втулок. Потім здійснювали статистичну обробку експериментальних даних. За методом Греббса оцінювали наявність грубих похибок, а за критерієм Колмогорова перевіряли гіпотезу узгодження експериментального розподілу величини з нормальним. За критерієм Кохрана підтвердили

гіпотезу постійності миттєвого розсіювання величини Δ в кожному із 12-ти положень. Отримані результати показали, що технологічний процес формування контактної товщини стінки втулок за дисперсіями є стабільним.

На рис.2 подані схеми розподілу і графіки зміни середніх значень величини $\bar{\Delta}$ втулок для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм, 15,875 мм і 19,05 мм, 25,4 мм відповідно. В таблиці 1, крім середніх значень $\bar{\Delta}_i$ також подані і значення дисперсій $D(\Delta_i)$ розсіювання величини Δ для втулок всіх досліджуваних типорозмірів ПРВЛ.

Аналіз поданих на рис.2 даних дозволяє стверджувати, що величина Δ по куту повороту φ має чітко виражену закономірність. Кут φ визначає положення стикового шва відносно напрямку дії зусилля, яке передається робочою віткою ланцюга.

Так, у втулок Даугавпільського виробництва середня максимальна контактна товщина їх стінок $\bar{\Delta}_{\max}$ знаходиться в зоні стикового шва, а мінімальна $\bar{\Delta}_{\min}$ - в діаметрально протилежній зоні.

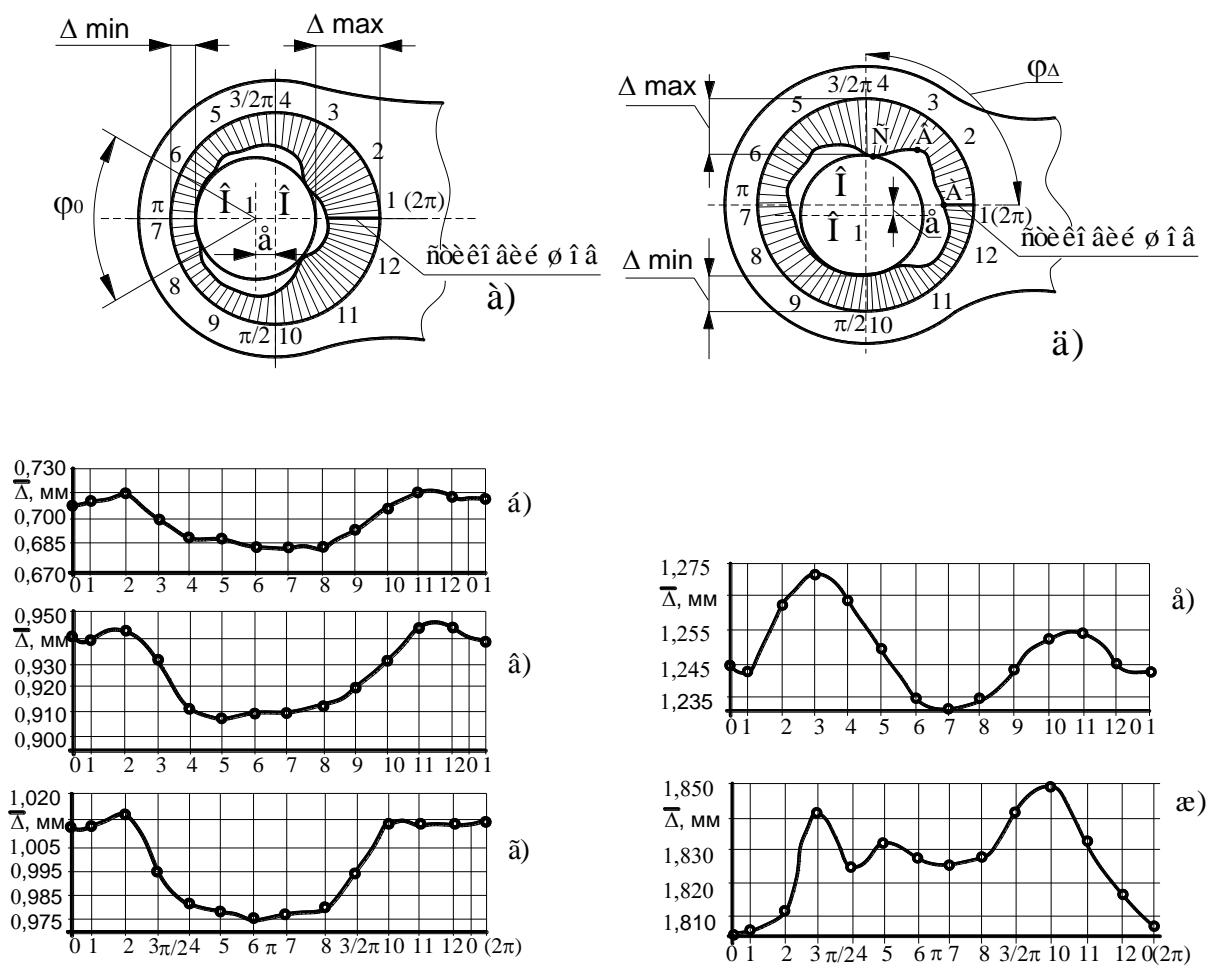


Рис. 2 – Схеми розподілу і графіки зміни середнього значення контактної товщини стінки втулок: а), б), в), г) – відповідно для ланцюгів з кроками 9,525 мм; 12,7 мм і 15,875 мм; д), е), ж) – відповідно для ланцюгів з кроками 19,05 мм і 25,4 мм.

Це пояснюється тим, що, по-перше, при згортанні карточки в циліндричну оболонку періодичним деформуванням здійснюється спотворення циліндричної форми, а, по-друге, тим, що радіальна жорсткість втулки в зоні стикового шва найменша і під дією сил різання при безцентровому шліфуванні радіальна деформація в цій зоні буде максимальною, через

що зменшується фактична глибина різання і як наслідок – збільшується товщина стінки втулки.

Необхідно відзначити, що величини $\bar{\Delta}$ для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм і 15,875 мм є мінімальними і майже постійними в зонах, які визначаються центральним кутом φ_0 на проміжку $5\pi/6 \leq \varphi \leq 7\pi/6$. Також слід зауважити, що для тих же втулок дисперсії в положеннях 6 і 7 однакові. Така закономірність розподілу по куту повороту φ контактної товщини шліфованих втулок призводить до зміщення їх внутрішніх циліндричних поверхонь відносно зовнішніх і утворення ексцентриситетів.

У втулках для ПРВЛ з кроками 19,05 мм і 25,4 мм, виготовлених методом послідовного деформування карточок, при їх згортанні у циліндричні оболонки з наступним багатократним калібруванням у фільтерах мінімальна контактна товщина стінки – Δ_{\min} – має місце в діаметрально протилежних зонах, розміщених по осі, яка проходить через стиковий шов, а максимальна Δ_{\max} – в зонах, розміщених перпендикулярно до цієї осі. Така закономірність зміни контактної товщини стінки нешліфованих втулок є результатом технологічної операції – згортання карточки послідовним деформуванням в циліндричну оболонку, після якої в перерізі, перпендикулярному до поздовжньої осі втулки на краю карточки мають місце прямолінійні (не кругові) ділянки AB і BC (рис.2,д) сумарною довжиною, близькою до $0,25\pi D_e$ (тут D_e – внутрішній діаметр втулки), які спряжені з криволінійною ділянкою під кутом φ_{Δ} , близьким до $\pi/2$. Така похибка форми внутрішньої циліндричної поверхні втулки внаслідок технологічної спадковості зберігається після багатократного калібрування, що підтверджено результатами досліджень відхилення від круглості внутрішньої циліндричної поверхні, поданими в [6].

Отримавши дані середніх максимальних $\bar{\Delta}_{\max}$ та мінімальних $\bar{\Delta}_{\min}$ значень величини Δ втулок для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм і 15,875 мм, визначили за формулою $\bar{e} = (\bar{\Delta}_{\max} - \bar{\Delta}_{\min})/2$ середні значення ексцентриситетів цих втулок, які відповідно дорівнюють: 13,5 мкм, 17,5 мкм і 19,5 мкм. Для ланцюгів з кроками 19,05 мм і 25,4 мм значення ексцентриситетів відповідно склали 56 мкм і 13,0 мкм.

Враховавши на основі досліджень [1,6], що для підвищення точності t_3 і t_b , зносостійкості шарнірів ПРВЛ згортні втулки необхідно орієнтувати в таке положення, щоб валик контактував із внутрішньою циліндричною поверхнею втулки в зоні, яка діаметрально протилежна по відношенню до зони стикового шва для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм і 15,875 мм або розміщена під кутом 90^0 до поздовжньої осі внутрішньої ланки для ланцюгів з кроками 19,05 мм і 25,4 мм, оцінили суттєвість відмінності $\bar{\Delta}_i$ і $D(\Delta_i)$ для 1-го і 7-го положень для ланцюгів Даугавпілського виробництва та 1-го та 4-го положень для ланцюгів Тульського і Бішкекського виробництв.

Суттєвість відмінності середніх значень $\bar{\Delta}_i$ і дисперсій $D(\Delta_i)$ оцінювали за критеріями Фішера – F та Стьюдента – t_k [4] в 1 і 7 положеннях для втулок Даугавпілського та 4 і 10 – для Тульського й Бішкекського виробництв.

Результати розрахунків F , t_k і значення ймовірності $P(t_k)$ за розподілом Стьюдента подані в таблиці 2, в якій, окрім цього, позначеннями «+», «-» відзначена відповідно суттєва і несуттєва відмінність між середніми значеннями та дисперсіями розсіювання контактної товщини стінки втулок в зазначених положеннях.

Таблиця 1

Імовірнісні характеристики: середні значення $\bar{\Delta}_i$ (чисельник) і дисперсії $D(\Delta_i)$ (знаменник) розсіювання контактної товщини згортних втулок

Порядковий номер положення	Кут повороту φ , град.	Значення $\bar{\Delta}$, мм і $D(\Delta)$, мкм ² для ланцюгів з кроками (в мм)				
		9,525	12,7	15,875	19,05	25,4
1	0	<u>0,711</u>	<u>0,939</u>	<u>1,012</u>	<u>1,244</u>	<u>1,806</u>
		201	156	387	1089	1703
2	30	<u>0,714</u>	<u>0,943</u>	<u>1,017</u>	<u>1,263</u>	<u>1,811</u>
		84	157	387	1212	2203
3	60	<u>0,702</u>	<u>0,933</u>	<u>0,995</u>	<u>1,273</u>	<u>1,843</u>
		105	178	244	1376	3405
4	90	<u>0,688</u>	<u>0,910</u>	<u>0,980</u>	<u>1,364</u>	<u>1,824</u>
		107	194	118	976	3453
5	120	<u>0,688</u>	<u>0,907</u>	<u>0,978</u>	<u>1,249</u>	<u>1,833</u>
		138	183	169	361	3470
6	150	<u>0,684</u>	<u>0,090</u>	<u>0,976</u>	<u>1,232</u>	<u>1,826</u>
		152	137	185	569	2265
7	180	<u>0,684</u>	<u>0,909</u>	<u>0,976</u>	<u>1,232</u>	<u>1,826</u>
		152	137	185	569	3365
8	210	<u>0,684</u>	<u>0,912</u>	<u>0,978</u>	<u>1,234</u>	<u>1,828</u>
		101	201	190	890	3256
9	240	<u>0,692</u>	<u>0,919</u>	<u>0,993</u>	<u>1,243</u>	<u>1,844</u>
		125	108	284	1252	2719
10	270	<u>0,705</u>	<u>0,933</u>	<u>1,014</u>	<u>1,252</u>	<u>1,850</u>
		105	146	377	1286	4638
11	300	<u>0,715</u>	<u>0,945</u>	<u>1,012</u>	<u>1,254</u>	<u>1,830</u>
		106	155	258	501	3026
12	330	<u>0,711</u>	<u>0,942</u>	<u>1,013</u>	<u>1,245</u>	<u>1,816</u>
		88	223	141	737	1578

Таблиця 2

Значення критеріїв t_k і F

Критерії оцінки		Втулки для ланцюгів з кроками, мм									
		9,525		12,7		18,875		19,05		25,4	
Ст'юдента для $\bar{\Delta}$	розрах. t_k	14,35	+	17,5	+	15,04	+	24,8	+	2,88	-
	таблич. $P(t_k)$	0,000		0,000		0,000		0,000		0,0073	
Фішера для $D(\Delta)$	розрах. F	1,33	+	1,38	+	2,09	+	1,47	+	1,34	+
	таблич. F_m	1,26		1,26		1,26		1,26		1,26	

Аналіз поданих в таблиці 2 даних показав, що середні значення величини $\bar{\Delta}$ досліджуваних згортних втулок в зазначених положеннях, окрім втулок для ланцюга з кроком 25,4 мм, відрізняються суттєво. Дисперсії розсіювання величини Δ досліджуваних втулок у зазначених положеннях відрізняються суттєво.

Висновки

Середні значення і дисперсії розсіювання контактної товщини стінки згортних втулок та закономірності їх зміни в проміжку $0-2\pi$ визначаються змістом і послідовністю операцій технологічних процесів виготовлення втулок.

Втулки для ланцюгів з кроками 9,525 мм, 12,7 мм і 15,875 мм мають максимальне середнє значення $\bar{\Delta}_{\max}$ в зоні згортного шва, а мінімальне $\bar{\Delta}_{\min}$ - в зоні, яка розміщена діаметрально протилежно. У втулках для ланцюгів з кроком 19,05 мм і 25,4 мм $\bar{\Delta}_{\max}$ знаходиться в положенні, розміщеному під кутом $\phi_{\Delta}=90^{\circ}$ відносно стикового шва.

Дисперсії розсіювання величин $D(\Delta_{\max})$ і $D(\Delta_{\min})$ для всіх втулок і середні значення $\bar{\Delta}_{\max}$ і $\bar{\Delta}_{\min}$, за винятком втулок для ланцюга з кроком 25,4 мм, відрізняються суттєво.

Здійснення кругової орієнтації згортних втулок забезпечить постійність контакту визначеної зони внутрішньої циліндричної поверхні втулок з валиками і тим самим - підвищення точності t_z , збільшення середнього значення \bar{t}_c на величину $2\bar{e}$, яке потрібно врахувати при встановленні номінальних значень міжосьової віддалі отворів зовнішніх пластин і зменшення нерівномірності навантажень пластин в багаторядних ланцюгах.

Література: 1. Дубиняк С.А., Исследование макрогеометрии свертных втулок и ее влияние на износостойкость приводных цепей/ С.А.Дубиняк, П.Д.Кривый, А.В.Куцевич// Цепные передачи и приводы. Сб. науч. трудов. – Краснодар: Изд-во КПИ. - 1988. - №4. – С.57-68. 2. Ефимова М.Г. К вопросу повышения точности изготовления приводных цепей// Тракторы и сельхозмашины, №9, 1979. – С.32-33. 3. Журавлев В.Л. О взаимосвязи точности длины отрезка приводной цепи и точности шагов измерения/ В.Л.Журавлев, Б.В.Романовский, А.В.Белоус// Повышение надежности работы передачи с пластинчатыми цепями. – М.: Изд-во ВНИИПТУглемаш. - 1980. – С.76-87. 4. Колкер Я.Д. Математический анализ точности механической обработки деталей.- К.: Техніка, 1976. – 200 с. 5. Кривый П.Д. К повышению точности изготовления приводных цепей/П.Д.Кривый// Вестник машиностроения. - 1980. - №11. – С.30-33. 6. Кривый П.Д. Работоспособность приводных роликовых и втулочных цепей с ориентированными втулками: автореф. на соиск. науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.02 «Машиноведение и детали машин»/П.Д.Кривый. – Львов, 1990. – 18, [1] с. 7. Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови. ДСТУ ISO 3568-2006 – [Чинний від 2006.01.01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2006. – 23 с. 8. Максимович Я.А. Про вплив різностінності роликів на контактний крок роликового ланцюга/Я.А.Максимович// Вісник Львівського політехнічного інституту. Роликові ланцюгові передачі.: Вид-во Львівського держ. Ун-ту. - 1966. - №12. – С.11-29. 9. Определение оптимальных соотношений шагов внутренних и наружных звеньев и среднего шага приводных цепей/ С.А.Дубиняк, И.И.Зубченко, И.Д.Дубецкий [и др.]//Вестник машиностроения. - 1976. - №1 – С.35-37. 10. Розмірний аналіз точності контактних кроків приводних роликових і втулкових ланцюгів/Петро Кривий, Валерій Лазарюк, Петро Кривінський [та інші]// Машинознавство. - 2009. - №1. – С.20-25. 11. Хлунов В.А. К вопросу о повышении точности приводных роликовых цепей/ В.А.Хлунов// Механические передачи (цепные и зубчатые ремни)/ Под ред. Г.Б.Столбина. – М.: НИИМАШ. - 1971. – С.54-65.

СТАТИСТИЧНА ОЦІНКА ТОЧНОСТІ ТОВЩИНИ СТІНОК ЗГОРТНИХ ВТУЛОК ПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ І ВТУЛКОВИХ ЛАНЦЮГІВ

Луців І.В., Кривий П.Д., Кривінський П.П.

У даній статті було експериментальне досліджена точність контакту внутрішньої стінки втулки, іспоользуемой в різних виробничих процесах. Регулярність їх зміни в межах 0-2 π період, закони і розсіюючи характеристики, були знайдені. Було показано, що регулярність контактної зміни товщини стінки викликає ексцентричність втулки. Відмінності середніх значень і дисперсій розслідування були знайдені по критерію Фішера і Стьюдента.

СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ТОЛЩИНЫ СТЕНОК КРУЧЕННЫХ ВТУЛОК ПРИВОДНЫХ РОЛИКОВЫХ И ВТУЛОЧНЫХ ЦЕПЕЙ

Луцев И.В., Кривой П.Д. Кривинский П.П.

В данной статье было экспериментально исследована точность контакта внутренней стенки втулки, ипользуемой в различных производственных процессах. Регулярность их изменения в пределах 0-2 π период, законы и рассеивая характеристики, были найдены. Было показано, что регулярность контактного изменения толщины стенки вызывает

эксцентричность втулки. Отличия средних значений и дисперсий расследования были найдены по критерию Фишера и Стьюдента.

STATISTICAL ESTIMATION OF EXACTNESS OF THICKNESS OF WALLS OF ZGORTNIKH OF HOBS OF DRIVE ROLLER AND HOB CHAINS

Luciv I.V., Kriviy P.D., Krivinskiy p.p.

Accuracy of the built-in bush contact wall thickness, produced by different manufacturing processes, was investigated experimentally. Regularities of their change within $0-2\pi$ period, laws and scattering characteristics, were found. It was shown, that the regularities of the contact wall thickness change cause the bush eccentricity. Differences of the mean values and dispersions of the investigated value were found according to Fisher and Student criteria.

Ключові слова: ланцюг, деформація, втулка, стиковий шов, дисперсія, шток.

Маджид А.Х., Михайлов А.Н.
ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ВЛИЯНИЕ НАНЕСЕНИЯ ВАКУУМНЫХ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ И ФРАКТАЛЬНУЮ РАЗМЕРНОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ СПИРАЛЬНЫХ СВЕРЛ

Введение

Для изготовления различных изделий и выполнения сложных операций технологического процесса в современном машиностроении все большее применение находит инструмент с вакуумными ионно-плазменными покрытиями. В настоящее время разработано множество технологических процессов изготовления лезвийных инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями [1, 2, 3].

Современные проблемы машиностроения ставят задачи не только поиска новых технологий обработки материалов, но и новых методов оценки их свойств, к числу которых относится и микрорельеф поверхностей. Особо актуален этот вопрос в области нанесения вакуумных ионно-плазменных покрытий.

На сегодняшний день традиционной характеристикой шероховатости поверхности являются геометрические параметры - среднеарифметическое отклонение, максимальная высота неровностей, средний шаг неровностей профиля и т.п. [4]. Но, как отмечают некоторые исследователи [5], несмотря на успешное использование этих показателей, все-таки требуются новые подходы в оценке свойств микрорельефа поверхностей, которые отображали бы не только ее амплитудные характеристики, но и ее структуру.

Одним из путей решения этих проблем является использование основных положений теории фракталов, которые освещены в ряде работ [6, 7]. В качестве дополнительной характеристики микрорельефа поверхности предлагается использовать т.н. фрактальную размерность, которая оценивает степень «дробности», изломанность, самоподобие рельефа.

Целью работы является определение влияния нанесения вакуумных ионно-плазменных покрытий на шероховатость и фрактальную размерность поверхности.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующую задачу: на основании схемы технологического процесса дополнительной отделочной обработки спиральных сверл определить шероховатость и параметры фрактальной размерности поверхностей на каждой стадии обработки.

Основное содержание работы

Рассматриваемый процесс дополнительной отделочной обработки спиральных сверл с вакуумными ионно-плазменными покрытиями состоит из следующих операций: шлифования, пескоструйной обработки, полировки, ультразвуковой обработки, нанесение вакуумных ионно-плазменных покрытий TiN, глянецование поверхностей с покрытиями.

Экспериментальные исследования по оценке параметров шероховатости, микротвердости и фрактальной размерности поверхностей, по предлагаемым операциям технологического процесса проводили на образцах (рис. 1), вырезных из режущей части спиральных сверл диаметром 14 мм из стали Р6М5 (ГОСТ 10902-77).

Шлифование проводили на шлифовальном станке. В качестве инструмента применяли круг шлифовальный типа ПП (ГОСТ 2424-83) из белого электрокорунда 24А, зернистостью 16-П, степени твердости С2, со структурой №7, на керамической связке К5.

Для проведения пескоструйной обработки было использовано устройство для пескоструйной обработки осевого лезвийного инструмента. В качестве абразивного материала использован песок кварцевый размером частиц 400 мкм, насыпной плотностью 2,868 г/см². Давление воздуха в пескоструйном аппарате не менее 0,4 МПа. Длительность обработки 20 с.

Процесс полировки и глянцеования выполняли с использованием станка для полировки осевых лезвийных инструментов. Обработку вели при скорости вращения 3000 об/мин. В качестве инструмента при полировке применяли круг войлочный. Обработку вели с использованием пасты ГОИ. При глянцеовании использовали круги из органических волокон с применением алмазной пасты.

Обезжиривание и очистку проводили на установке для комплексной ультразвуковой обработки осевых лезвийных инструментов. В качестве очистного раствора в ванне применяли раствор следующего состава: тринатрийфосфат технический – 30-40 г/л; сода кальцинированная техническая 20-30 г/л; поверхностно активное вещество ОП-7 или ОП-10 – 3,5 г/л. Температура раствора 50-60 °С.

Для нанесения вакуумного ионно-плазменного покрытий TiN применяли установку ННВ 6.6-И1. Суммарная толщина покрытия из 12 слоев – 6 мкм.

Измерение шероховатости производили при помощи профилографа-профилометра 252. Для получения фотографий и изучения состояния поверхности использовали металлографический микроскоп Neophot 2. Проведение фрактального анализа поверхностей образцов проводили при помощи программного продукта Fractal 3.4.7.2009 (Япония), который производит фрактальную оценку поверхности по ее изображению.

Поскольку наносимые вакуумные ионно-плазменные покрытия имеют малую толщину ~ 6 мкм, они как видно из фотографий рис. 1 повторяют микрогеометрию поверхности на всех стадиях отделочной обработки.



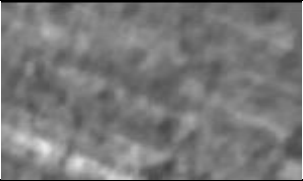
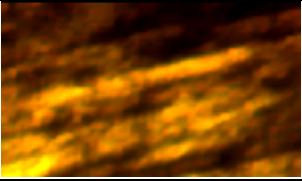

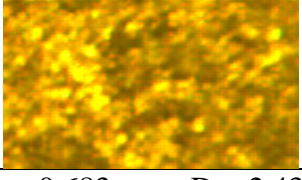
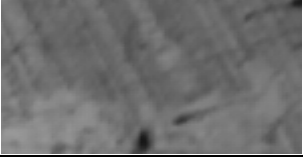
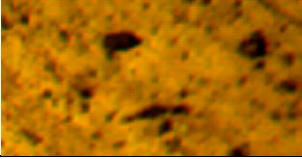
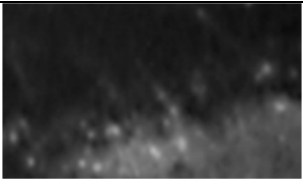
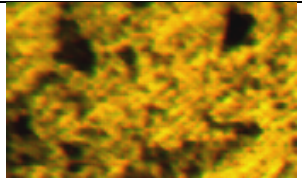

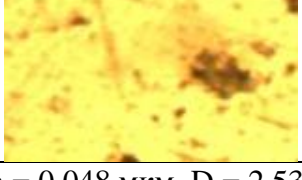
Рис. 1. - Поверхность образцов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями, нанесенными после различных операций комбинированной отделочной обработки спиральных сверл (увеличение $\times 50$)

Также из рис. 1 видно, что ультразвуковая обработка изменяет характер микрогеометрии поверхности с нанесенным покрытием. Видно, что каждый этап рассматриваемого технологического процесса отделочной обработки оказывает влияние на качество нанесения покрытий.

Таблица 1

Вид поверхностей ($\times 100$), фрактальная размерность D и шероховатость Ra

поверхностей сверл на различных стадиях отделочной обработки до и после нанесения покрытий

Подготовка поверхности	Без нанесения покрытий	С нанесенными покрытиями
Шлифование		
	Ra = 0,501 мкм, D = 2,3652	Ra = 0,548 мкм, D = 2,4018
Шлифование, пескоструйная обработка		
	Ra = 0,929 мкм, D = 2,2940	Ra = 0,683 мкм, D = 2,4387
Шлифование, пескоструйная обработка, полировка		
	Ra = 0,085 мкм, D = 2,3933	Ra = 0,374 мкм, D = 2,4988
Шлифование, пескоструйная обработка, полировка, ультразвуковая обработка		
	Ra = 0,085 мкм, D = 2,3852	Ra = 0,410 мкм, D = 2,5263
Шлифование, пескоструйная обработка, полировка, ультразвуковая обработка, гляцевание		
	Ra = 0,039 мкм, D = 2,4046	Ra = 0,048 мкм, D = 2,5383

Для количественной оценки состояния обработанных поверхностей провели измерение их шероховатости и определение фрактальной размерности поверхности без покрытий и с нанесенными покрытиями. В табл. 1 приведены изображения поверхностей при увеличении $\times 100$ перед нанесением и после нанесения покрытий, а также соответствующие им значения фрактальной размерности и шероховатости. По данным шероховатости и фрактальной размерности, представленных в табл. 1, построены графики распределения шероховатости и фрактальной размерности по операциям отделочной обработки спиральных сверл (рис. 2 и рис. 3).

Как видно из рис. 2, нанесение покрытий неоднозначно влияет на шероховатость поверхностей. Нанесение покрытий увеличивает шероховатость после шлифования, полировки и ультразвуковой обработки и уменьшает после пескоструйной обработки. Изменение шероховатости после полировки, гляцевания и ультразвуковой обработки не значительное. Как видно, гляцевание поверхности после нанесения покрытий позволяет получить почти такой же уровень шероховатости как и при гляцевании поверхности без покрытий.

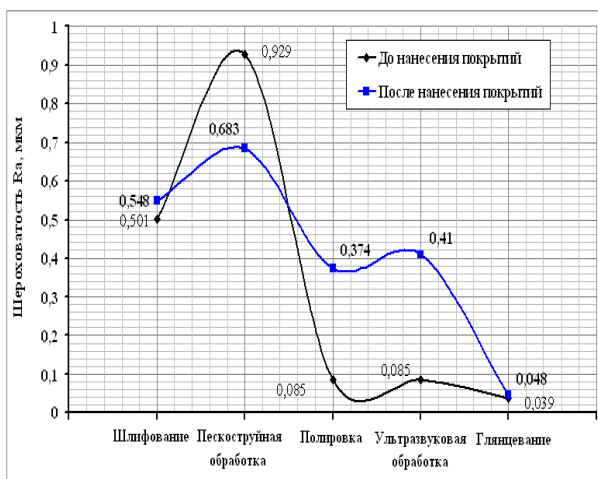


Рис. 2 - Влияние состояния поверхности и нанесения покрытий на шероховатость поверхности образцов по операциям отделочной обработки.

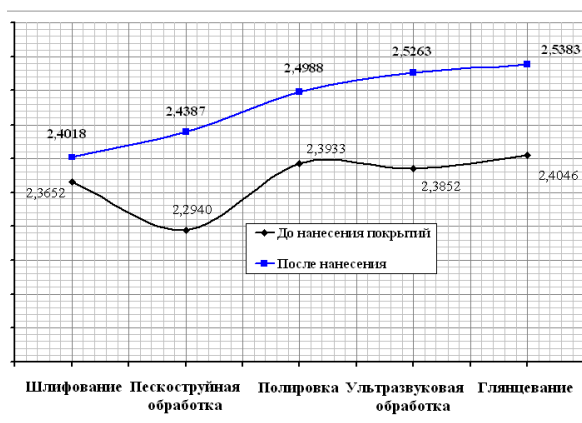


Рис. 3 - Влияние состояния поверхности и нанесения покрытий на фрактальную размерность микрорельефа поверхностей по операциям комбинированной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов.

Из рис. 3 видно, что нанесение покрытий приводит к увеличению фрактальной размерности. Также видно, что независимо от исходного состояния поверхности, фрактальная размерность, после нанесения покрытий имеет постоянную тенденцию к росту. Таким образом, развитость поверхности с нанесенными покрытиями увеличивается с каждым этапом технологического процесса отделочной обработки.

В отличие от поверхностей с покрытиями, до нанесения покрытий фрактальная размерность ведет себя не однозначно. Так после пескоструйной обработки развитость поверхности снижается, далее после полировки повышается и стабилизируется.

Каждое изображение поверхности разделяют на девять участков. Для каждого участка определяется значение фрактальной размерности, после чего определяют среднее значение для всего изображения. Как видно из рисунка микрорельеф с точки зрения фрактальной размерности является неоднородным.

На рис. 4 показаны результаты расчета фрактальной размерности участков задней поверхности сверла после заводской заточки.

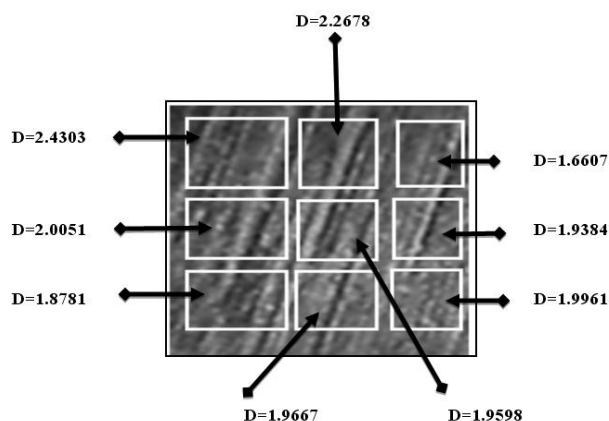


Рис. 4 - Фрактальная размерность участков поверхности микрорельефа с заводской заточкой (увеличение $\times 100$).

Выводы

Таким образом, полученные результаты позволяют оценить влияние разных видов обработки на формирование микрорельефа поверхности используя в качестве характеристик оценки шероховатость и фрактальную размерность. Как видно нанесение вакуумных ионно-плазменных покрытий TiN общей толщиной 6 мкм приводит к повышению фрактальной размерности D до значений близких к 2,5. Причем наблюдается общая тенденция к

повышению фрактальной размерности с нанесенными покрытиями с уменьшением значения шероховатости поверхности.

Такая характеристика представляется важной с точки зрения анализа регулярности и структурированности микрорельефа поверхности. Учитывая тот факт, что фрактальная размерность поверхности очень тесно связана с физическими свойствами поверхности, как это показано в работе [5], то открываются хорошие перспективы использования представленной методики для оценки качества поверхностного слоя деталей машин на основе фрактальной размерности поверхности.

Литература: 1. Внуков Ю.Н. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент. – Киев, Техника, 1992. – 143 с. 2. Верещака А.С. Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение: 1993, 336 с. 3. Панфилов Ю.В., Беликов А.И., Иванчиков И.В. Тонкопленочные покрытия на инструменте: анализ современного состояния и тенденции развития. Электронные, ионные и плазменные технологии. Приложение. Справочник. Инженерный журнал № 1, 2000, 12-16. 4. Качество машин: Справочник. В 2 т. Т.1 / А.Г. Суслов, Э.Д. Браун, Н.А. Виткевич и др. – М.: Машиностроение, 1995. – 256 с. 5. А.А. Потапов, В.В. Булавкин, В.А. Герман и др. Исследование микрорельефа обработанных поверхностей с помощью методов фрактальных сигнатур. // Журнал технической физики, 2005, том 75, вып. 5. – С. 28-45. 3. Федер Е. Фракталы. Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 254 с. 6. Божокин С.В., Паршин Д.А. Фракталы и мультифракталы. – Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001. – 128 с. 7. П.А. Шилаев, Д.А. Павлов, А.Ф. Хохлов, В.Г. Шенгуров. Связь фрактальной размерности и свойств поверхности поликристаллического кремния // Нано- и микросистемная техника, №6, 2003. – С. 30 – 35.

ВПЛИВ НАНЕСЕННЯ ВАКУУМНИХ ІОННО-ПЛАЗМОВОГО ПОКРИТТІВ НА ШОРСТКІСТЬ І ФРАКТАЛЬНУ РОЗМІРНІСТЬ ПОВЕРХОНЬ СПІРАЛЬНИХ СВЕРДЛ

Маджид А.Х., Михайлов О.М.

Розглянута оцінка впливу різних видів обробки на формування микрорельєфу поверхні спіральних свердел на заключних стадіях їх виготовлення. В якості характеристик оцінки якості проведеної обробки взяті шорсткість і фрактальну розмірність функціональних поверхонь свердел.

ВЛИЯНИЕ НАНЕСЕНИЯ ВАКУУМНЫХ ИОННО-ПЛАЗМЕННЫХ ПОКРЫТИЙ НА ШЕРОХОВАТОСТЬ И ФРАКТАЛЬНУЮ РАЗМЕРНОСТЬ ПОВЕРХНОСТЕЙ СПИРАЛЬНЫХ СВЕРЛ

Маджид А.Х., Михайлов А.Н.

Рассмотрена оценка влияния различных видов обработки на формирование микрорельефа поверхности спиральных сверл на заключительных стадиях их изготовления. В качестве характеристик оценки качества проведенной обработки взяты шероховатость и фрактальную размерность функциональных поверхностей сверл.

EFFECT OF APPLICATION OF VACUUM ION-PLASMA COATINGS ON THE ROUGH AND FRACTAL DIMENSION OF THE SURFACE TWIST DRILLS

Majid AH, Mikhailov, AN

We consider the estimation of different treatments on the formation of surface microrelief twist drills in the final stages of their manufacture. As the characteristics of quality assessment to treatment taken roughness and fractal dimension of the functional surfaces of drills.

Ключевые слова: вакуумно ионно-плазменное покрытие, шероховатость, фрактальная размерность, спиральные сверла, микрорельеф, оценка качества

Мироненко Е.В., Ковалев В.Д., Ключко А.А., Дрыга А.И., Брусиловский Б.А.
 ДГМА, г.Краматорск, Украина
**ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩАЯ ОБРАБОТКА КРУПНОГАБАРИТНЫХ
 ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Введение

Вибростабилизирующая обработка (ВО) крупногабаритных деталей значительно сокращает технологическое время на выполнение стабилизирующих операций вместо термической обработки (ТО) и обеспечивает высокую эффективность экологически чистого технологического процесса вибростабилизирующей обработки для снижения остаточных напряжений и стабилизации геометрических размеров крупногабаритных зубчатых колес изготовленных из поковок, сварных конструкций и литья.

Наряду с преувеличиваемыми преимуществами экономико-экологических факторов (табл. 1), существенными являются и условия проведения вибростабилизирующей обработки по сравнению с термостабилизацией. Вибростабилизация выполняется в условиях температуры окружающей среды и соответственно детали не испытывают температурных деформаций.

Таблица 1

Сравнительная таблица затрат на выполнение вибростабилизирующей обработки (ВО) и термообработки (ТО).

№ п/п	Наименование деталей	Технологическое время на выполнение стабилизирующей обработки		Энергозатраты	
		ВО	ТО	ВО	ТО
1	Зубчатые колеса массой 80-200кг	10-18мин	12-20часов	0,2-0,6квтч	5тыс.м ³ газа
2	Зубчатые колеса массой 200-500кг	14-25мин	22-30часов	0,4-0,9квтч	8тыс.м ³ газа
3	Зубчатые колеса массой 500-1000кг	18-34мин	28-36часов	0,6-1,1квтч	12тыс.м ³ газа
4	Крупногабаритные зубчатые колеса массой 1000-3000кг	30-50мин	34-42часа	1,0-1,25квтч	16тыс.м ³ газа
5	Крупногабаритные зубчатые колеса массой 3000-5400кг	40-60мин	40-48часов	1,2-1,4квтч	20 тыс.м ³ газа

Для организации процесса виброобработки практически не требуется значительных материальных затрат на разработку участка.

Самым существенным является весьма малая энергоемкость этого процесса в сравнении с термическим методом, расход энергоресурсов снижается более чем в 2000раз.

В последние годы созданы новое, более совершенное виброоборудование [1—2] и средства контроля эффективности технологического процесса снижения остаточных напряжений в деталях и конструкциях [2].

Первые шаги по вибростабилизации впервые на Украине начали внедрять на Краматорском заводе тяжелого станкостроения с 1982г. Виброобработке подвергались корпусные и базовые детали тяжелых и сверхтяжелых токарных станков весом до 20тн с помощью виброкомплекса модели ВК82. В основном это были станины и корпусные детали:

передние и задние бабки. Виброобработку проводили на специальном закрытом участке с звуопоглощающим покрытием стен.

Для виброобработки крупногабаритных зубчатых колес изготовленных из поковок, сварных конструкций и литья в Донбасской государственной машиностроительной академии после ряда модернизаций и усовершенствований был создан виброкомплекс ВК-86 и внедрен на ОАО «КЗТС».

Виброкомплекс ВК-86 с регулируемым вибровозбудителем позволяет развивать виброусилия до 30 кН в диапазоне частот от 10 до 140 Гц при высокой эксплуатационной надежности. Возможности виброкомплекса значительно расширились за счет стыковки его с самописцем WX 2400 (США) и оснащения системой автоматического сканирования в диапазоне 600...8500 об/мин (10... 140 Гц).

Впервые в мировой практике появилась техническая возможность проведения стабилизирующего отпуска методом вибростабилизации для крупногабаритных зубчатых колес диаметром до 11-15м, что выполнить термостабилизацией было невозможно из-за отсутствия термического оборудования.

Запись виброспектральной характеристики (ВЧХ) самописцем WX 2400 позволяет работать более эффективно, экономично и быстро. Снятие ВЧХ детали первоначально производится до ее виброобработки, а повторно - после завершения виброобработки.

Контроль изменения остаточных напряжений крупногабаритных зубчатых колес изготовленных из поковок, сварных конструкций и литья осуществляется в производственных условиях с помощью рентгеновского дифрактометра с переносной мобильной (рис. 1) рентгенографической камерой [3], которую можно установить на зубчатое колесо без ограничений размеров. состоит из плиты 1, стойки 2, направляющего вала 3, зубчатой рейки для перемещения каретки, штурвала 5, кожуха 6, рентгенографической трубки ДРОН-0,5 7, коллиматора 8, направляющего паза 9, кассеты с пленкой 10.

На пульте управления аппарата режим сканирования и программа обработки данных задаются автоматически, производятся измерения и на печать выдаются числовое значение и знак напряжений.

Подготовленный для измерения остаточных напряжений участок поверхности зубчатого колеса должен быть чистым, без окалины и посторонних покрытий. Прокатанная, литая и кованая поверхность не должна иметь рисок, забоин и видимых неровностей.

Виброобработке подвергались крупногабаритные зубчатые колеса модулем от 12 до 30мм, диаметром от 1000 до 5400мм цельные, а также с двух или четырех секций. Материал крупногабаритных зубчатых колес сталь 40Х, сталь 45, сталь 40ХН, чугун СЧ15-20.

Крупногабаритное зубчатое колесо или отдельные секции устанавливаются на 3-х или 4-х виброопорах из технической резины (рис. 2).

Рядом с зубчатым колесом устанавливаются пульт управления виброкомплекса ВК-86 и портативный рентгеновский дифрактометр.

При выполнении виброобработки крупногабаритных зубчатых колес дважды, а для сложных конструкций колес – трижды, фиксировались виброспектральные характеристики (ВЧХ) зубчатых колес. Из диаграммы ВЧХ для крупногабаритного зубчатого колеса (рис. 3) следует, что процесс виброобработки соответствует классической схеме: резонансные пики уменьшаются по амплитуде и получают сдвиг в сторону меньших частот колебаний. Обработка на каждой резонансной частоте проводилась до тех пор, пока не наступала стабилизация местоположения и форм соответствующего пика.

Весьма интересны результаты экспериментов, проведенных при виброобработке крупногабаритного зубчатого колеса из двух половинок. При виброобработке обе половинки были собраны в кольцо (диаметр 5400мм) на технологических стяжках. Масса 14000 кг. Место крепления вибровозбудителя обычно осуществляется в районе центра тяжести изделия.

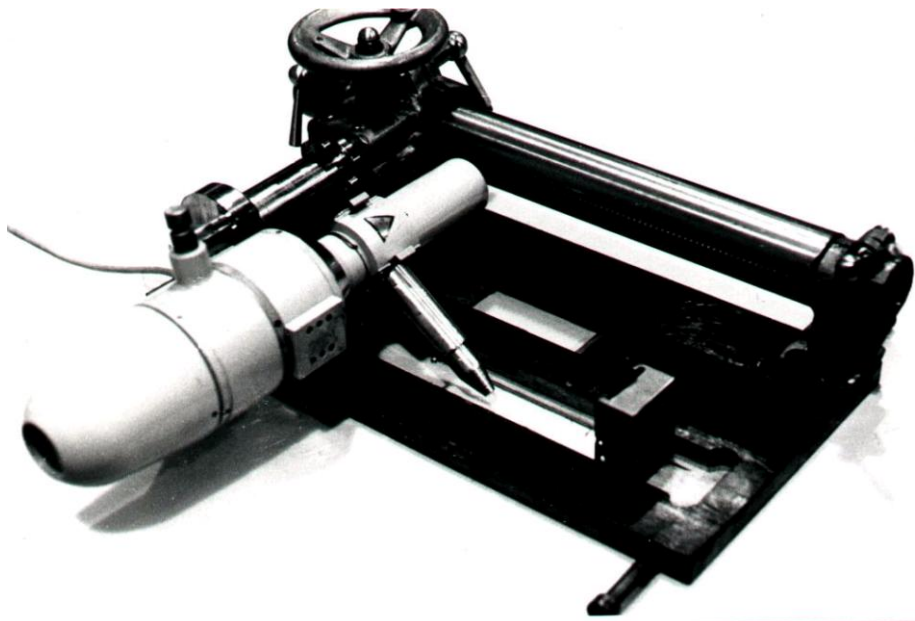


Рис. 1 Мобильная рентгенографическая камера

При виброобработке собранное зубчатое колесо имело ряд хорошо выраженных резонансных частот. •Виброобработка проводилась на частотах от 60 до 145Гц.

Остаточные напряжения измерялись с помощью рентгеновского дифрактометра PSF-2М «Strainflex». Полученные результаты измерения остаточных напряжений крупногабаритного зубчатого колеса приведены в табл. 2.

Измерения остаточных напряжений до и после виброобработки (см. табл. 2) показали стабилизацию объекта — напряжения уменьшились в среднем почти в 2 раза. Это свидетельствует об эффективности виброобработки.

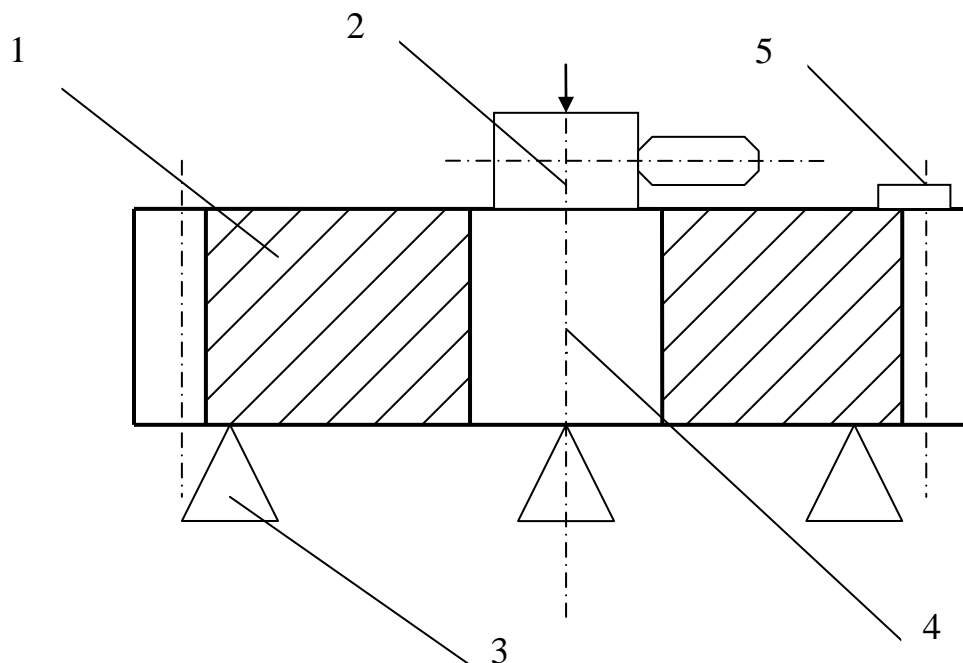


Рис. 2. Схема установки крупногабаритного зубчатого колеса
 1 - крупногабаритное зубчатое колесо; 2 - виброкомплекс; 3- виброизолирующие опоры из технической резины; 4 - ось зубчатого колеса ; 5-вибродатчик.

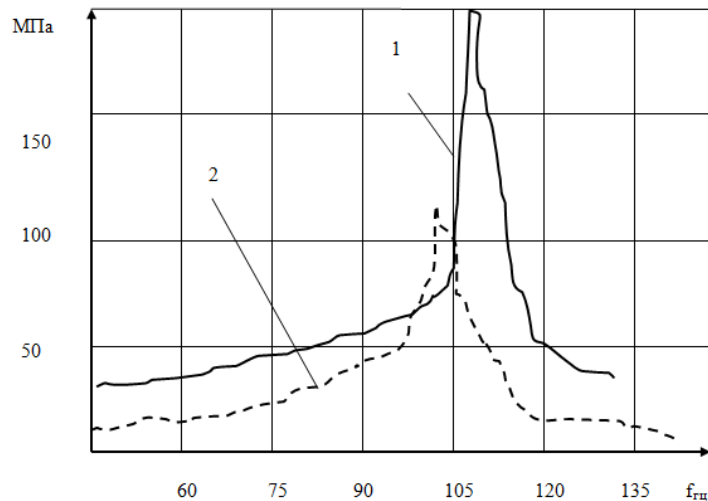


Рис. 3 - Виброчастотные характеристики (ВЧХ) крупногабаритного зубчатого колеса.
1 - до виброобработки; 2 - после виброобработки

Таблица 2

Результаты измерения остаточных напряжений крупногабаритного зубчатого колеса.

Номер измерения	Остаточные напряжения, МПа			
	До виброобработки		После виброобработки	
	Колесо №1	Колесо №2	Колесо №1	Колесо №2
1	+142	+151	+66	+84
2	+38	-65	-8	-26
3	+121	+104	+56	+50

Опыт виброобработки крупногабаритных зубчатых колес показал, что в процессе стабилизации в большинстве случаев происходит смещение резонансных частот в сторону их уменьшения с одновременным уменьшением амплитуд резонансов.

Были проведены экспериментальные исследования по изменению микронеровностей поверхностей зубьев колес при проведении вибро и термостабилизации и без стабилизации после литья заготовки из стали 34ХН3А (рис. 4) с изменением режимов резания, что показало эффективность процесса вибростабилизации.

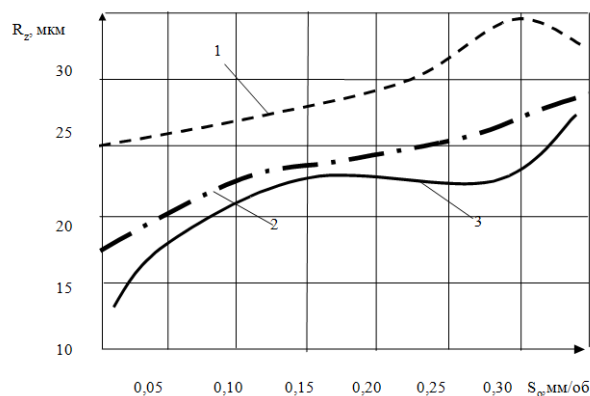


Рис. 4 - График изменения шероховатости поверхности зубьев зубчатого колеса модулем $m=12\text{мм}$ диаметром $\phi 2500\text{мм}$ в зависимости от вида стабилизирующей обработки:

- 1-без проведения вибро и термостабилизации;
- 2-термостабилизация; 3-вибростабилизация.

Для практического использования результатов исследований остаточных напряжений зубчатых колес разработаны таблицы нормирования процесса вибростабилизации по массе,

геометрическим параметрам в зависимости от материала. Завершение процесса вибростабилизации косвенно определяется по напряжению катушки возбуждения вибровозбудителя, что и подтверждается проведенными исследованиями.

Выводы

1. Рентгеновский дифрактометр обеспечивает эффективный контроль измерения остаточных напряжений в крупногабаритных зубчатых колесах.

2. Рентгенографические исследования подтвердили эффективное снижение остаточных напряжений крупногабаритных зубчатых колес в результате виброобработки.

3. Продолжительная эксплуатация виброкомплекса ВК-86, оснащенного системой автоматического «сканирования», подтвердила его высокую эффективность и надежность в работе.

4. Появилась техническая возможность проведения стабилизирующего отпуска методом вибростабилизации для крупногабаритных зубчатых колес диаметром до 11-15м из нескольких секций, что выполнить термостабилизацией было невозможно из-за отсутствия термического оборудования. Практически вибростабилизация может производиться после сборки зубчатого крупногабаритного колеса перед окончательной обработкой баз и нарезкой зубьев.

5. Результаты экспериментов по виброобработке крупногабаритных зубчатых колес, многолетний производственный опыт применения технологии вибростабилизирующей обработки на ОАО «КЗТС», ОАО «СКМЗ» и на других предприятиях позволяют однозначно рекомендовать эту прогрессивную технологию к широкому применению в машиностроительной отрасли.

Литература: 1. Vibrations — Stabilisieren gegen Verzug bei der mecha-nischen Bearbeitung // VSR, Martin Engineering GmbH. Wiesbaden, 1988. 4 p. 2. Дрыга А. И. Виброкомплексы для стабилизирующей обработки литых и сварных деталей // Станки и инструмент. 1990. № 6. С. 28—29. 3. Рентгеновская камера для контроля крупногабаритных объектов: А.с. 1805360 СССР, МКИ G01 N 23/20./Б.А.Брусиловский, А.И.Дрыга, А.А.Клочко - № 4761525/08; Заявлено 03.10.89; Опубл. 30.03.93, Бюл. N12. — 3 с. ил.

ВИБРОСТАБІЛІЗУЮЩАЯ ОБРОБКИ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мироненко О.В., Ковальов В.Д., Клочко О.О., Дрыга А.І., Брусилівський Б.А..

У даній роботі представлені рентгенографічні дослідження, що підтверджують ефективність та надійність вибростабілізующої обробки великогабаритних зубчастих коліс на віброкомплексі ВК-86.

ВИБРОСТАБИЛИЗИРУЮЩАЯ ОБРАБОТКА КРУПНОГАБАРИТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Мироненко Е.В., Ковалев В.Д., Клочко А.А., Дрыга А.И., Брусиловский Б.А..

В данной работе представлены рентгенографические исследования, подтверждающие эффективность и надежность вибростабилизирующей обработки крупногабаритных зубчатых колес на виброкомплексе ВК-86.

VIBROSTABILIZIRUYUSHAYA PROCESSING OF LARGE GEARS

Mironenko, EV, Kovalev, VD, Klochko AA, kicking, AI, BA Brusilovsky.

This paper presents the X-ray studies confirm the efficiency and reliability vibrostabiliziruyushey processing of large gears on vibrators VC-86.

Ключевые слова: рентгеновский дифрактометр, остаточные напряжения, крупногабаритные зубчатые колеса, виброобработка, виброкомплекса ВК-86, вибростабилизация

Татьянченко А.Г.

ДонНТУ, г. Донецк, Украина

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОУПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ

Введение

Важным фактором, оказывающим влияние на точность обработки отверстий осевым инструментом, являются термоупругие деформации детали в зоне резания [1,2]. Даже при минимальных режимах чистовой обработки отверстия в окрестностях зоны резания повышается температура и вследствие этого возникают термоупругие деформации детали, способствующие искажению профиля отверстия, который имеет характерный бочкообразный вид [2]. Поэтому для повышения точности отверстий необходимо прогнозировать величину этих деформаций и учитывать характер их изменения по глубине отверстия.

Особенностью развития термоупругих деформаций детали при чистовой обработке отверстий осевым инструментом является локальный характер зоны нагрева (3-8 мм в радиальном и 5-10 мм в продольном направлении), движущейся со скоростью подачи вдоль оси отверстия, в практически ненагретом (1-3°) объеме детали [1]. Для оценки величины термоупругих деформаций детали каждый раз приходится решать задачу термоупругости со сложными граничными условиями. При этом большое влияние на величину термоупругих деформаций детали оказывают не только параметры режимов резания и геометрии режущей части, но и толщина стенки обрабатываемого отверстия. С этой точки зрения особой группой являются отверстия в тонкостенных деталях (например, тонкостенные полые цилиндры), которые прогревается в зоне резания по всей толщине стенок.

Основное содержание

Для исследования термоупругих деформаций при обработке отверстий в зоне резания таких деталей используем предположение о локальности зоны нагрева [1], решение для неравномерно нагретых полых цилиндров [3] и теорию расчета тонкостенных цилиндрических оболочек [4].

При неравномерном нагреве по толщине стенки полого цилиндра температура $\Theta(\rho)$ (рис.1) в радиальном направлении изменяется по закону [3]

$$\Theta(\rho) = \Theta(r) \ln \left(\frac{R}{\rho} - \frac{R}{r} \right),$$

где $\Theta(r)$ - температура на внутренней поверхности цилиндра.

Тогда изменение осевых напряжений σ_x (рис.1а) на расстоянии ρ от оси цилиндра будет определяться зависимостью

$$\sigma_x = \frac{\alpha_t E \Theta(r)}{2(1-\mu) \ln \frac{R}{r}} \left(1 - 2 \ln \frac{R}{\rho} - \frac{2r^2}{R^2 - r^2} \ln \frac{R}{r} \right),$$

а напряжения на внутренней $\sigma_x(r)$ поверхности цилиндра будут равны:

$$\sigma_x(r) = - \frac{\alpha_t E (\Theta(r) - \Theta(R))}{2(1-\mu)},$$

где $\Theta(R)$ – температура на наружной поверхности цилиндра, α_t – коэффициент линейного температурного расширения материала, μ – коэффициент Пуассона, E – модуль упругости.

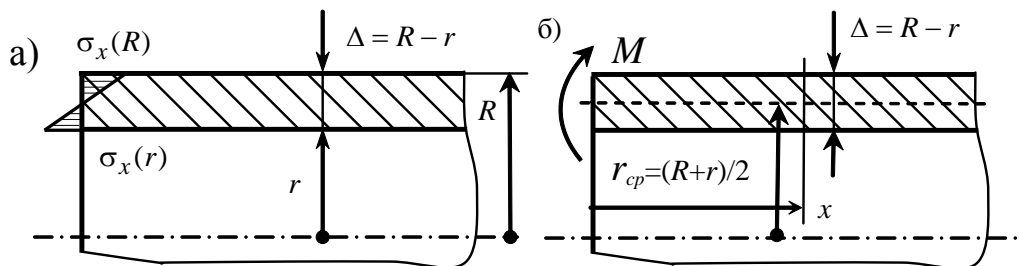


Рис.1 - Температурные напряжения в тонкостенном цилиндре при неравномерном нагреве

Эквивалентным результатом действия этих напряжений при нагреве по всей длине цилиндра будет равномерно распределенный по окружности изгибающий момент интенсивностью (рис.1б)

$$M = \frac{\alpha_t E (\Theta(r) - \Theta(R)) \Delta^2}{2(1 - \mu) 6}, \quad (1)$$

где Δ – толщина стенки цилиндра. Следствием неравномерного нагрева такого полого цилиндра является искажение его продольного профиля.

Аналогичные физические процессы происходят и при обработке отверстий осевым инструментом. Однако при этом нагрев детали происходит только в ограниченной зоне в окрестностях зоны резания. В этом случае внешней нагрузкой, эквивалентной действию температурных напряжений в зоне резания a на расстоянии x_u (рис.2), будут два изгибающих момента M_1 и M_2 .

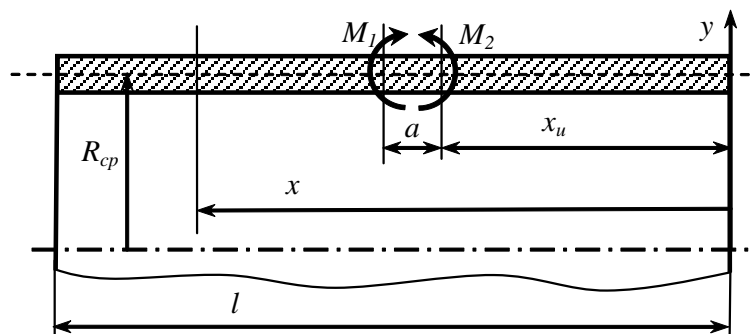


Рис.2. Эквивалентное нагружение тонкостенного цилиндра при неравномерном местном нагреве

Результатом действия таких моментов будет радиальное смещение точек детали в этой зоне. Для определения величины этих смещений используем уравнение радиальных смещений тонкостенной цилиндрической оболочки в форме начальных параметров [4]:

$$y(x) = y_0 \Phi_1(x/L) + \alpha_0 L \Phi_2(x/L) + \frac{M_0 L^2}{D} \Phi_3(x/L) + \frac{P_0 L^3}{D} \Phi_4(x/L) + \sum \frac{M_i L^2}{D} \Phi_3(\mu_i/L) + \sum \frac{P_i L^3}{D} \Phi_4(\rho_i/L) + \quad (2)$$

$$+ \sum_{\varepsilon_k}^{\varepsilon_n} \int \frac{mL^2}{D} \Phi_3(\varepsilon/L) d\varepsilon + \sum_{u_k}^{u_n} \int \frac{qL^3}{D} \Phi_4(u/L) du,$$

где $\Phi_i(\xi)$ – функции А.Н.Крылова [4], L – характеристика оболочки

$$L = \sqrt[4]{\frac{R_{cp}^2 \Delta^2}{3(1-\mu^2)}}, \quad (3)$$

D – цилиндрическая жесткость оболочки

$$D = \frac{E\Delta^3}{12(1-\mu^2)}. \quad (4)$$

В нашем случае (рис.2) с учетом начальных параметров ($y_0 \neq 0$, $\alpha_0 \neq 0$, $M_0 = 0$, $P_0 = 0$) при $M_1 = M_2 = M$ уравнение (2) принимает вид

$$y(x) = y_0 \Phi_1(x/L) + \alpha_0 L \Phi_2(x/L) + \frac{ML^2}{D} (\Phi_3((x-x_u)/L) - \Phi_3((x-x_u-a)/L)), \quad (5)$$

Дифференцированием (5) можно получить уравнения изгибающих моментов $M(x)$ и поперечных сил $Q(x)$, которые необходимы для определения неизвестных начальных параметров y_0 и α_0 в (5) из условия $M(l) = 0$ и $Q(l) = 0$. Тогда с учетом начальных параметров, а также зависимостей (3) и (4) уравнение поперечных смещений (5) принимает вид:

$$y(x) = \frac{\alpha_t R_{cp} k_x (\Theta(r) - \Theta(R))}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{(1+\mu)}{(1-\mu)}}, \quad (6)$$

где

$$k_\alpha = \frac{(\Phi_1(\xi_1) - \Phi_1(\xi_2))\Phi_2(\xi) + 4(\Phi_4(\xi_1) - \Phi_4(\xi_2))\Phi_3(\xi)}{4(\Phi_3^2(\xi) - \Phi_4(\xi)\Phi_2(\xi))},$$

$$k_y = \frac{(\Phi_1(\xi_1) - \Phi_1(\xi_2))\Phi_3(\xi) + 4(\Phi_4(\xi_1) - \Phi_4(\xi_2))\Phi_4(\xi)}{4(\Phi_4(\xi)\Phi_2(\xi) - \Phi_3^2(\xi))},$$

$$k_x = [\Phi_1(x/L)k_y + \Phi_2(x/L)k_\alpha - \Phi_3((x-x_u)/L) + \Phi_3((x-x_u-a)/L)], \quad (7)$$

$$\xi = l/L, \quad \xi_1 = (l-x_u)/L, \quad \xi_2 = (l-x_u-a)/L.$$

Выражение (6) позволяет определить поперечные смещения в произвольном сечении по длине цилиндра. Однако наибольший практический интерес с точки зрения прогнозирования точности обработки отверстия представляет определение смещения внутренней поверхности в зоне резания при $x = x_u$. В этом случае выражение (7) принимает вид:

$$k_x = [\Phi_1(x_u/L)k_y + \Phi_2(x_u/L)k_\alpha + \Phi_3(a/L)],$$

а радиальное смещение внутренней поверхности в зоне резания составит

$$\Delta(x_u) = \frac{\alpha_t R_{cp} (\Theta(r) - \Theta(R))}{\sqrt{3}} \sqrt{\frac{1+\mu}{1-\mu}} \times \\ \times [\Phi_1(x_u / L)k_y + \Phi_2(x_u / L)k_\alpha + \Phi_3(a / L)]. \quad (8)$$

Анализ термоупругих деформаций детали согласно (8) показывает, что радиальное смещение внутренней поверхности детали в зоне резания в начале, середине и в конце отверстия существенно отличаются по своей величине, что способствует искажению продольного профиля отверстия.

Так, при развертывании отверстия диаметром $d = 16$ мм (режимы резания – $V = 4$ м/мин, $S = 0,8$ мм/об и $t = 0,075$ мм) в тонкостенном полом цилиндре с наружным диаметром $D = 20$ мм и длиной $l = 50$ мм (материал – сталь 45, $\alpha_t = 12,5 \cdot 10^{-6}$ град⁻¹, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, $\mu = 0,3$), изменение внутреннего диаметра $\Delta d = 2\Delta(x_u)$ согласно (8) составило в начале отверстия $\Delta d(0) = 5,292$ мкм, в середине отверстия $\Delta d(l/2) = 1,265$ мкм, в конце отверстия $\Delta d(l) = 2,704$ мкм. Нелинейный характер развития термоупругих деформаций по глубине отверстия способствовал образованию бочкообразной формы с отклонением от прямолинейности $\Delta_\sigma = 1,366$ мкм.

При этом характер развития деформаций в тонкостенных деталях отличается от толстостенных деталей [1] – в тонкостенном цилиндре не только в начале и в конце, но и в середине отверстия (в соответствии с выбранной системой координат, рис.2) происходит расширение детали, что способствует усадке отверстия после остывания детали.

Выводы

1. Термоупругие деформации детали в зоне резания при обработке отверстий осевым инструментом в тонкостенных деталях способствуют усадке отверстия и формированию бочкообразной формы его продольного профиля.

2. Тонкостенные детали образуют особый класс деталей при обработке отверстий, поскольку термоупругие деформации в середине отверстия способствуют его усадке, а не разбивке (в отличие от массивных деталей).

Полученные выше аналитические зависимости для определения термоупругих деформаций тонкостенных деталей при чистовой обработке отверстий представляют научный и практический интерес как с точки зрения прогнозирования погрешности обработки отверстий, так и в плане разработки новых способов повышения точности обработки отверстий за счет управления параметрами рабочих процессов.

Литература

1. Татьяначенко А.Г. Влияние термоупругих деформаций на точность продольного профиля отверстия при чистовой лезвийной обработке // Наукові праці Донецького технічного університету. Серія: Машинобудування і машинознавство. Вип.110. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – С. 42-48.
2. Резников А.Н., Яценко Л.Е. Термоупругие деформации изделия и инструмента в процессе развертывания / Теплофизика технологических процессов. Межвед. науч. сб. – Вып.1. – Саратов: Изд. Саратовского университета, 1973. – С.24–35.
3. Тимошенко С.П. Теория упругости. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
4. Шевченко Ф.Л. Изгиб балок на упругом основании и полярно симметричных оболочек. – Донецк: ДПИ, 1993. – 48с.

ВПЛИВ ТЕРМОПРУЖНИХ ДЕФОРМАЦІЯ ТОНКОСТІННИХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОЧНІСТЬ ОБРОБКИ ОТВОРІВ

Татьянченко А.Г.

У даній роботі розглянуто вплив термопружних деформацій тонкостінних деталей в зоні різання на точність обробки отворів. Запропоновано новий метод прогнозування точності обробки отворів у тонкостінних деталей.

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОУПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ТОНКОСТЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ НА ТОЧНОСТЬ ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ

Татьянченко А.Г.

В данной работе рассмотрено влияние термоупругих деформаций тонкостенных деталей в зоне резания на точность обработки отверстий. Предложен новый метод прогнозирования точности обработки отверстий в тонкостенных деталях.

EFFECT OF THERMOELASTIC DEFORMATION THINWALLED PARTS FOR PRECISION PROCESSING HOLES

Tatyanchenko AG

Influence of the thermo elastic deformations of the detail in cutting zone account to hole machining in the little thickness details are considered. New method prognostication of accuracy of the hole machining in the little thickness details is developed.

Ключевые слова: термоупругие деформации, осевой инструмент, обработка отверстий, тонкостенные детали, усадка, погрешность обработки, прогнозирование

Гевко Б.М., Ляшук О.А.¹, Бабарика С.Ф., Заїкін М.М.²
ТДТУ ім. І. Пулюя¹, м. Тернопіль, ЛНТУ², м. Луцьк, Україна

СТЕНДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ РОЗКИДАННЯ ТВЕРДИХ ДОБРИВ

Вступ

Сільськогосподарське машинобудування є однією з ведучих галузей народного господарства держави. Непереривне удосконалення їх конструкції і технології виготовлення вимагає проведення комплексу теоретичних і експериментальних досліджень з метою встановлення раціональних чи оптимальних конструктивних і технологічних параметрів вузлів і деталей машин.

Питання удосконалення конструктивних і технологічних параметрів присвячені роботи ряду авторів [1,2,3], однак цілий ряд питань залишилися не вирішеними.

Мета роботи

Метою роботи є розроблення конструкцій стендів для дослідження і удосконалення конструкцій гвинтових робочих органів розкидачів з метою усунення дисбалансу, який суттєво впливає на роботу машини, її надійність і довговічність. Дослідити технологічний процес складання ланцюгово – планчатого транспортера і розробити стенд для дослідження характеристик роботи гвинтових бітерних розкидачів.

Установка для балансування гвинтових робочих органів (рис. 1) виконана у вигляді станини 1 з лівою 2 і правою 3 тумбами. У лівій тумбі 2 жорстко закріплено двигун 4 з частотним регулятором. До вала 5 електродвигуна 4 жорстко закріплено шків 6, який взаємодіє з приводним еластичним пасом 7, який в свою чергу взаємодіє з верхнім шківом 8 лівої привідної головки 9. На станині напроти лівої і правої тумб з двох кінців встановлені ліва і права 10 вертикальні стійки виконані у вигляді двох паралельних пружинних пластин 11, які жорстко закріплені до вертикальних стійок і які паралельні між собою і до яких жорстко закріплені електронні датчики прискорення 12.

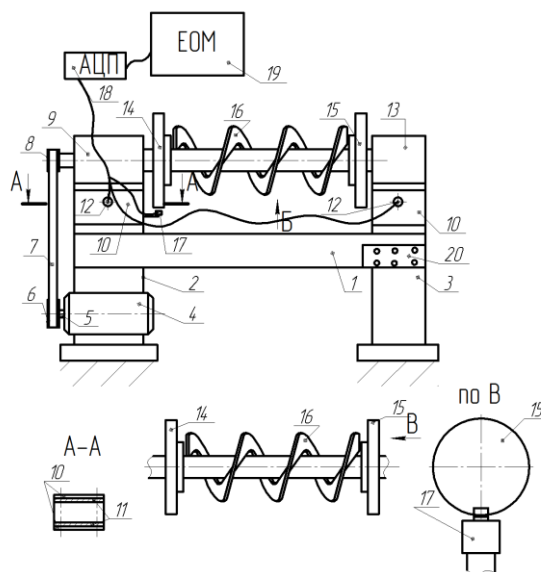


Рис. 1 - Установка для балансування гвинтових робочих органів

Зверху цих пластин жорстко закріплені відповідно ліва і права 13 привідні головки з патронами, відповідно лівим 14 і правим 15, осі яких є співвісними і паралельні до площини станини. В цих патронах закріплено гвинтовий робочий орган 16 з можливістю кругового повертання. Операції наплавлення чи зйому металу в необхідних місцях здійснюють на

установці чи поза її межами відомими способами. Після цих операцій гвинтовий робочий орган повторно встановлюють на установку і при допустимому дисбалансі контрольні служби приймають робочий орган для проведення складальних операцій. Під час складання полотен ланцюгово-планчастого конвеєра із П-подібними планками, які використовуються при їх монтуванні на транспортуюче полотно, доцільно застосовувати заклепкові з'єднання, що мають ряд переваг порівняно з традиційними різьбовими з'єднаннями або зварюванням.

Оскільки дані з'єднання зазнають дії поздовжніх сил (рис. 2,а) то припускаємо, що розподіл зусиль на заклепках є рівномірним і розраховується згідно відомих методик [4].

Розрахунок з'єднання на розтяг (відривання головок) з'єднувальних заклепок можна провести за формулою:

$$F_p \leq [\sigma_p] n \frac{\pi d^2}{4}, \quad (1)$$

де $[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розрив; d - діаметр заклепки, мм; n - кількість заклепок у з'єднанні ($n = k$ - у випадку, якщо тільки одна площина зрізу).

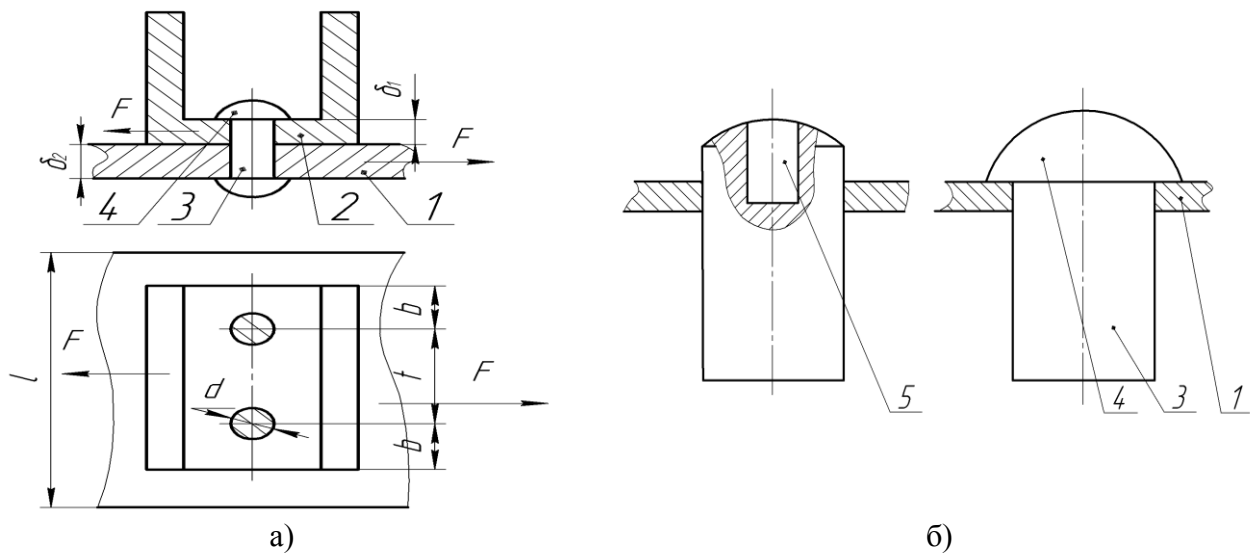


Рис. 2 - Розрахункова схема дії сил в з'єднанні П-подібної планки з ланцюгом:
а) і б) конструкції головок заклепок: 1 – ланка ланцюгового полотна; 2 – П-подібна планка; 3 – заклепка; 4 – сформована головка заклепки; 5 – заготовки заклепок

Відповідно визначаємо накопичену еквівалентну деформацію за формулою:

$$E_e = \int_0^s \frac{[\sigma_p] \cdot n \cdot \pi d^2 / 4 \cdot \pi D^2 / 4}{\pi d_0^2 l_{e.p.} \left(R - \frac{l_{e.p.}}{3}\right)} ds \cdot \quad (2)$$

Загальну величину переміщення інструменту під час формування головки (згідно розрахункової схеми) визначають із залежності:

$$S = l_{a.д.} - (l_{k1} - l_{k2}). \quad (3)$$

Згідно розрахункової схеми співвідношення геометричних розмірів запропонованого стержня є наступним:

$$\frac{l_{e.p.}}{R} = \frac{6\pi^2 l_{k2} \left(R - \sqrt{R^2 - \left(\frac{d_0}{2}\right)^2}\right)}{\pi d_0^2 (l - l_{k1}) + 1,5d_0}. \quad (4)$$

При відомих конструктивних параметрів розкидача і заданій нормі добрих швидкість транспортера визначають з залежності:

$$v_{\text{од}} = Q_H B_n v_i / (HL_\gamma), \quad (5)$$

де $v_{\text{тр}}$ - швидкість транспортера, м/с; H - товщина шару добрив в кузові машини, м; L - довжина шнекового барабана, м; γ - об'ємна маса добрив, кг/м³

Норма внесення добрив на одиницю площі знаходиться в прямій залежності від секундної витрати:

$$Q_H = q / (B_n v_i), \quad (6)$$

де B_n - ширина захвата машини, м; v_M - швидкість руху агрегату, км/год; q - маса добрив, висіяних за 1хв, кг;

Запропонована методика може мати практичну цінність під час проектування і розрахунку ланцюгово-пластинчастих полотен транспортні технологічні схеми машин (ТТСМ), а саме: при визначенні конструктивних параметрів елементів з'єднань, необхідно зусилля розклепування. Наведені залежності можуть використовуватись при розробці нових механізмів і у ремонтному циклі. На (рис.3) представлено розроблений стенд для заклепування.

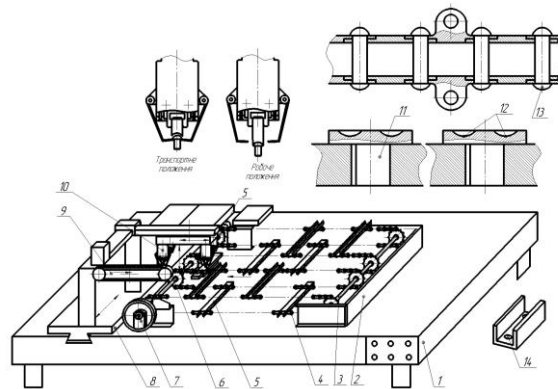


Рис.3 - Стенд для складання ланцюгово-планчастих полотен транспортерів:
 1 – плита; 2 – підставка; 3 – ведений вал; 4 – ланцюг; 5 – П-подібні планки; 6 – ведучий вал; 7 – привідний механізм; 8 – направляюча стола; 9 – механізм подачі заклепок; 10 – шпинделі клепальних головок; 11 – заклепки

Згідно результатів досліджень, отриманих шляхом підстановки різних варіантів даних конструктивних параметрів з'єднуючих елементів, отримані наступні графічні залежності зміни навантаження, яке здатне сприймати з'єднання без порушення його цілісності (рис.4. і 5.).

Як видно із графічних залежностей міцність з'єднання полотен можна забезпечити підбором матеріалу заклепок її діаметрів, а також їх кількістю. Про те кожен із цих параметрів має своє обмеження, зокрема матеріали з підвищеними значеннями допустимих напружень і збільшені типорозміри заклепок (діаметрів) вимагають значних зусиль при утворенні головки, а отже і відповідного обладнання. Крім того великі значення діаметрів і кількості заклепок обмежуються габаритами зони фіксації полотна ТТСМ і викликають послаблення з'єднання. Тобто завищені вимоги до матеріалу заклепки, її діаметральних значень, а також кількості є нетехнологічними, а отже недоцільними. Тому для вибору оптимальних значень цих параметрів необхідно проводити попередні перевіорчні розрахунки.

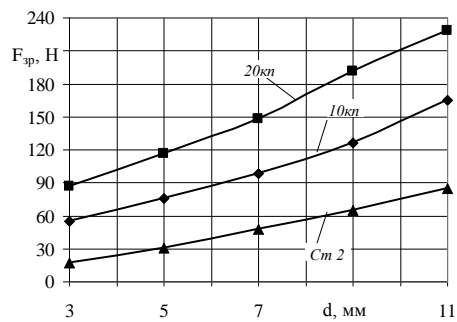


Рис.4 - Графічні залежності зміни зусилля зрізу від діаметра заклепок для різних матеріалів

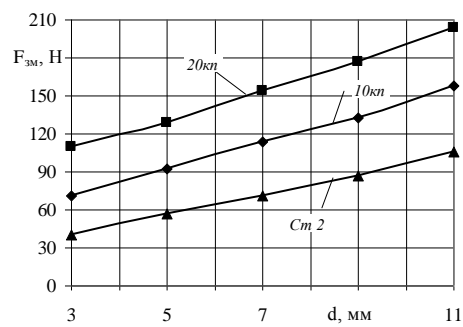


Рис.5 - Графічні залежності зміни зусилля змінання від діаметра заклепок для різних матеріалів

Для дослідження характеристик гвинтових вертикальних бітерних розкидачів, який виконано у вигляді рами 1 (рис. 6) до якої жорстко закріплені вертикальні стійки 2 подаючого механізму з бункером 3 наповненим розкидним матеріалом 4, в нижній частині якого встановлено подаючий механізм 5. Під подаючим механізмом встановлено лівий кінець ланцюгово пластинчастого транспортера 6, до рухомого ланцюга якого періодично і рівномірно по довжині жорстко закріплені U-подібні планки 7 з можливістю прямолінійного переміщення.

Ланцюгово-пластинчастий транспортер охоплює дно кузова 8 станда, на дні якого розміщений додатковий розкидний матеріал і нижня вітка транспортера є у взаємодії з дном кузова з можливістю відносного переміщення. Кузов з трьох сторін оснащений вертикальними бортами 9.

Привід ланцюгово-пластинчастого транспортера здійснюється від електродвигуна 10 з двостороннім приводним валом 11 транспортера, на якому жорстко закріплені приводні зірочки 12. Останні приводять в рух полотно транспортера і ведений вал 13.

На правому кінці бортів кузова перпендикулярно до веденого вала встановлені гвинтові бітери 14, які розміщені вертикально і знизу з'єднані редукторами 15 за допомогою карданних шарнірів 16, осі яких є паралельні між собою, а верхні кінці гвинтових бітерів встановлені в опори 17 у верхній частині рами, з можливістю кругового провертання в протилежні сторони і зміни вертикального кута α їх розміщення в напрямку руху машини. Віддалі між гвинтовими бітерами змінюють в залежності від фізико-механічних властивостей сапропелів, а привід гвинтових бітерів здійснено від веденого вала транспортера.

За правим кінцем ланцюгово-пластичного транспортера, нижче його рівня встановлено рухомий стіл, який виконано у вигляді стрічкового конвеєра 18, рухома стрічка 19 якого покрита сіткою 20 з розміром комірок 9×9 для фіксації положення розкидного матеріалу після їх розкидання гвинтовими бітерами.

На кінці стрічкового конвеєра встановлена ємність 21 для збирання розкидного матеріалу. Для встановлення точності розкидання розкидного матеріалу служить швидкісна кінокамера 22, яка системою проводів з'єднана з комп'ютером 23, який фіксує рівномірність розкидання розкидного матеріалу. На рамі встановлено панель з пультом керування 24, який регулює швидкість роботи обох конвеєрів, завантаження кузова, швидкість роботи бітерів їх продуктивність.

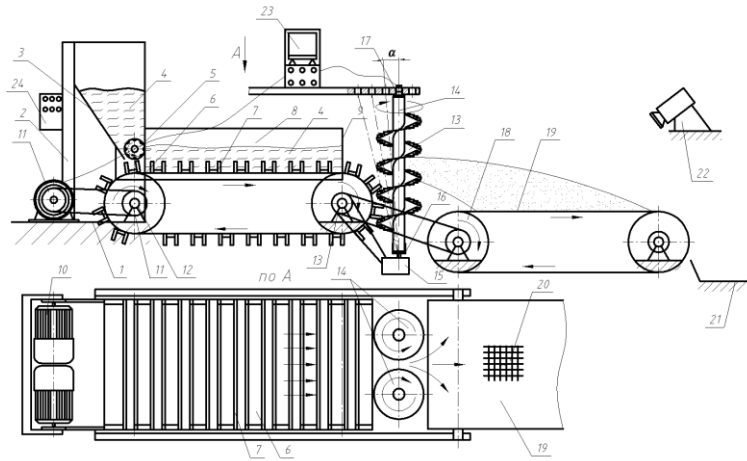


Рис. 6 - Стенд для дослідження характеристик гвинтових вертикальних бітерних розкидачів

На даному стенді можна досліджувати характеристики і горизонтальних гвинтових бітерів, провівши незначну модернізацію. До переваг стенда відноситься те, що він відпрацьований на технологічність, значне скорочення часу на проведення досліджень, підвищення продуктивності праці, зменшення площі, зручність в проведенні експериментів, а також зменшені габарити і знижені енерговитрати.

Висновки

1. Розроблено конструкцію стендів для дослідження процесу балансування і складання транспортерів транспортно-технологічних систем машин.
2. Виведені аналітичні залежності для визначення величини деформації, зусиль з'єднання ланок транспортера, геометричних параметрів об'єкта виробництва та режимів формоутворення.
3. Розроблено конструкцію стенда для дослідження характеристик гвинтових вертикальних бітерних розкидачів.

Література: 1. Герман Х. Шнековые машины в технологиях ФРГ. Л. 1975г. – 375с. 2. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подаючі механізми сільськогосподарських машин. Львов, 1989,175С. 3. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. та ін.. Механізми з гвинтовими пристроями. Львів Видавництво Світ 1993, 2005 с. 4. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов К.: Вища школа, 1979, 695с. 5. Патент №42655 «Україна. Стенд для дослідження ланцюгово-пластинчатих машин; Ляшук О.Л., Бабарика С.Ф., Заїкін М.М., Гевко І.Б.. Бюл. №13, 2009. 6. Патент ;41207 Україна Стенд для дослідження характеристик гвинтових вертикальних розкидачів Гевко І.Б., Бабарика С.Ф., Заїкін М.М., Ляшук О.Л., Бюл. №29, 2009.

СТЕНДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ДОСЛІДЖЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН ДЛЯ РОЗКИДАННЯ ТВЕРДИХ ДОБРИВ

Гевко Б.М., Ляшук О.А., Бабарика С.Ф., Заїкін М.М.

Розроблено конструкцію стендів для дослідження процесу балансування і складання транспортерів транспортно-технологічних систем машин. Виведені аналітичні залежності для визначення величини деформації, зусиль з'єднання ланок транспортера, геометричних параметрів об'єкта виробництва та режимів формоутворення. Розроблено конструкцію стенда для дослідження характеристик гвинтових вертикальних бітерних розкидачів.

СТЕНДОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ВИНТОВИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИНЫ ДЛЯ РАЗБРАСЫВАНИЯ ТВЕРДЫХ УДОБРЕНИЙ

Гевко Б.М., Ляшук О.А., Бабарика С.Ф., Заикин М.М.

Приведены исследования дисбаланса конструкции винтовых рабочих органов, методы размещения и необходимое количество массы металла, который необходимым добавить или снять. Технологический процесс подготовки разработана цепи конвейеров машин, с определением аналитические зависимости власти и структурных параметров. Стенд прогнозируется для исследования описания спиральных вертикальных разбрасыва с доставкой соответствующие рекомендации для производства.

STAND EQUIPMENT TO INVESTIGATE THE CHARACTERISTICS OF THE MACHINES VINTOVIX TO DISPERSE SOLID FERTILIZERS

Gevko BM Lyashuk OA, Babarik SF Zaikin MM

The constructions of fluidizer are resulted research of disbalance of spiral workings organs, methods of location and necessary amount of mass of metal what necessary add or to take off. The technological process of drafting is developed chain conveyers of machines, with determination of analytical dependences of power and structural parameters. A stand is projected for research of descriptions of the spiral vertical throwing about with delivery of the proper recommendations to the production.

Ключові слова: стенд, дослідження, транспортно-технологічна система, розкидач, розкидання твердих добрив, транспортер.

ПРИСКОРЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПІДГОТОВКИ ГАЛУЗЕВО-ОРІЄНТОВАНИХ РЕМОНТНО-МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ НА БАЗІ ІТ-ТЕХНОЛОГІЙ

Вступ

Виробничі комплекси гірничо-металургійної галузі відрізняються значним спрацюванням ресурсу технологічного обладнання, потребою значних обсягів запасних частин для оперативного відновлення їх працездатності. Ця ситуація створює відповідний ринок замовлень на їх виготовлення. Перспективність отримання замовлень залежить від потенціалу і технологічної готовності ремонтно-машинобудівних підприємства до участі у ринковому розподілі праці з надзвичайно великою номенклатурою виробів (в першу чергу – запасних частин) залежить від ефективності конструкторсько-технологічної підготовки виробництва. Технологічна готовність підприємства полягає у наявності інженерних обґрунтувань спроможності підприємства виконати завдання, ресурсів обладнання, підготовлених технологічних процесів, технологічного оснащення і певних обсягів обігових коштів, що поглинає до значних часових і фінансових ресурсів підприємства. Мінімізація термінів і вартості технологічної готовності підприємства, а також інженерних обґрунтувань рішень, щодо виконання потенційних замовлень, є еволюційною задачею підприємства по удосконаленню стратегії керування його бізнес-процесами. Серед резервів сучасного виробництва є недослідженою і нерозробленою можливістю прискорення конструкторсько-технологічної підготовки виробництва на базі ІТ-технологій, що припускає автоматизацію інженерного аналізу електронних ресурсів (контентів) підприємства відповідного призначення, а саме: електронних архівів конструкторсько-технологічних документів, електронного документообігу. Таким чином конструкторсько-технологічна підготовка виробництва стає видом діяльності підприємства, що підлягають автоматизації. Для автоматизації цього виду діяльності потрібно досягти рішення наступних задач: створення електронних архівів конструкторсько-технологічних документів та вибору стратегії їх користування (доступу, зміни, використання, поновлення) та технологій електронного документообігу, що забезпечують інженерне обґрунтування варіантів використання ресурсів підприємства.

Для спрощення рішення поставлених задач потрібно зробити аналіз розробок і досвіду в області використання ІТ-технологій для керування процесами прийняття рішень у сферах керування діяльністю підприємств. Фахівці ІТ-технологій пояснюють [2], що існують відмінності між простим електронним документообігом, до якого прагнуть сучасні менеджери, і управлінням електронними активами (у нашому випадку - електронними архівами конструкторсько-технологічних документів) підприємства (Enterprise Content Management, ECM), як спосіб знаходження найкращих варіантів технологічної готовності підприємства для прогнозування спроможності отримання і виконання замовлень з відповідними параметрами ефективності. Те, що сьогодні прийнято називати електронним документообігом, це одна з складових комплексної ECM-платформи. Під електронним документообігом в поставленій задачі, розуміють регламентований рух і обробку конструкторсько-технологічних документів, який забезпечується тим або іншим алгоритмом по управлінню процесами технологічної підготовки виробництва. Існує стандартизований перелік функцій, який охоплює і виконує ECM-система. Наявність в її складі підсистеми документообігу та менеджменту процесів керування обов'язкова.

Таким чином можна вважати, що існують програмні оболонки та забезпечення, придатні для автоматизації конструкторсько-технологічної підготовки виробництва на базі ІТ-технологій при визначенні місця задач конструкторсько-технологічної підготовки, як

об'єкта керування в інфраструктурі сучасного підприємства. На підставі проведеного дослідження можна вважати, що основним стримуючим фактором впровадження ІТ-технологій є відсутність методичного забезпечення процесів розробки і впровадження електронних архівів та системи документообігу, що обґрунтовує потребу у створенні методичних засад процесів автоматизації конструкторсько-технологічної підготовки виробництва на базі ІТ-технологій. Узагальнюючи результати досліджень, досвід і ефективність організаційних заходів пропонуються наступні методичні складові, що визначають зміст і програму виконання підготовчого етапу до впровадження ІТ-технологій.

Розробка програми і складання задач підприємства для автоматизації процесів конструкторсько-технологічної підготовки виробництва на базі ІТ-технологій.

На етапі підготовки підприємства потрібно передбачити програму (план, терміни, фахівці та джерела забезпечення) для виконання наступних задач:

- вивчити досвід впровадження інформаційних технологій на провідних підприємствах України і Росії [1] з оцінкою впливу інформаційних технологій на якість керування процесами підготовки виробництва;

- виконати попереднє обстеження складових інформаційних процесів підприємства, а саме: інформацію про організаційну структуру, функції і виробничі взаєностосунки підрозділів; інформацію про технічне і програмне оснащення підрозділів; інформацію про існуючі архіви і паперовий технічний документообіг; інформацію про існуючі бізнес-процеси та пропозиції щодо їх оптимізації з врахуванням впровадження інформаційних технологій.

- встановити перелік потрібних для технологічної підготовки виробництва функцій системи електронного документообігу, структуру, ієрархію та правила її використання;

- систематизувати і вибрати методикку формалізації характерних для виробництва бізнес-процесів;

- визначити зміст, форму, обмеження щодо основних модулів електронного архіву, як елементів документообігу;

- вивчити і підготувати для використання існуючі нормативні документи, щодо створення баз даних конструктивно-технологічних документів, методик їх формалізації (правил опису) в контексті використання цих документів у автоматизованих системах документообігу;

- розробити технічне завдання на підготовку і впровадження ІТ-технологій, як засобу прискорення технологічної підготовки виробництва.

- скласти перелік нормативних документів, що підлягають розробці, для регламентування роботи фахівців з системою електронного архіву і документообігу.

Характеристика факторів, що впливають на вибір функцій електронного документообігу та засобів їх реалізації.

Вибір програмних засобів суттєво залежить від розуміння технології прийняття рішення, алгоритмів формування обґрунтувань із залученням фахівців різних рівнів, видів та обсягів електронних активів. Залежно від галузі, виду діяльності і структури підприємства система електронного документообігу в технологічній підготовці виробництва має бути корпоративною, здатною до інтегрування з іншими системами (фінансовою, виробничою, іншими), що відповідає принципам ERP-системи виробництва. Безперечно пріоритет системи документообігу визначається бізнес-процесами підприємства, що регламентують рухи документів і ухвалення рішень.

Встановлено, що ефективність систем електронного документообігу, які впроваджуються для прискорення конструкторсько-технологічної підготовки виробництва, напряму залежить від кількості фахівців в організації, залучених до роботи з документами. Якщо ІТ-технології охоплюють рівень керівника відділу, то на цьому ефективність електронного документообігу і закінчується. При використанні ІТ-технологій по управлінню електронними ресурсами, в ідеальному варіанті, до якого варто прагнути [1], щоб система електронного документообігу була доступною на рівні інфраструктурного сервісу для кожного

співробітника, який так чи інакше має відношення до створення електронних ресурсів і обробки документів. Функціональний співробітник менеджменту та інфраструктур конструкторсько-технологічного, виробничого, ресурсного секторів, повинен мати можливість звертатися до стандартних профільних баз даних, що дозволяють узяти документ з бази даних і виконати з ним основні операції. Причому взяти документ з бази даних свого підрозділу, який є осередком загальнокорпоративної бази даних, на яку накладені відповідні політики доступу; виконати необхідні операції, зберегти як нову версію і передати її на узгодження колегам. Інфраструктура загальнокорпоративної і профільних баз даних, а також інформаційні процеси в них повинні бути зрозумілі і прості кожному користувачу в межах прав доступу. Це також сприяє посиленню комунікацій усередині підприємства, підвищення ефективності корпоративних рішень. Названі операції передбачені навіть у стандартизованих інтерфейсах Outlook, SharePoint [1]. Всі співробітники – виконавці інформаційних операцій, повинні освоїти систему на рівні інформаційних ресурсів свого ієрархічного рівня та привчитися працювати з документами в межах єдиного корпоративного архіву, замість того щоб зберігати їх на диску CD особистого комп'ютера у власній ієрархії тек. Конструкторсько-технологічні документи необхідно готувати, зберігати і обробляти в межах єдиної номенклатури документів, на яку накладені відповідні політики інформаційної безпеки. Таким чином забезпечується, з одного боку, наскрізний пошук і доступність цих документів відповідно до певних регламентів, а з другого боку — відповідність стандартам захисту інформації, які є в будь-якій організації.

Система електронного документообігу створює певний вид інформаційного сервісу по роботі з документами, що використовує різні функціональні рішення і можливість перебудови, які не вимагають серйозного перенавчання користувачів, оскільки клієнтський інтерфейс практично не зміниться — зміниться тільки задача в рамках процесу або функціонального рішення.

При створенні інформаційних систем повинен бути передбачений комплекс засобів внутрішнього і зовнішнього захисту, що забезпечують цілісність і конфіденційність інформації в процесі узгодження корпоративних рішень і входять до складу технічних вимог до програмних засобів.

При розробці стратегії впровадження ІТ- технологій потрібно передбачити поділ інформаційних модулів на документи зовнішнього користування, що вимагають визначення своєї автентичності за допомогою електронного цифрового підпису (ЕЦП) і інших типів внутрішньоресурсного інформаційного контенту підприємства (документи внутрішнього користування). В умовах внутрішньокорпоративного варіанту використання ІТ- технологій затверджується процедура створення, обробки, збереження документів і інформаційних файлів, яка вважається достатньою для того, щоб погоджувати документ усередині організації без ЕЦП. За логікою речей, усередині підприємства всі операції обробки інформаційних модулів користувачами робочих місць різного рівня, повинні бути юридично значущими, навіть якщо йдеться тільки про документообіг в межах підприємства. Звичайно, юридично таке ім'я користувача не має сили, але може використовуватися як внутрішньо-корпоративний ідентифікатор його дій, тому що система сама ідентифікує будь-якого користувача. Юридичним контролем в них є не дії користувача, а їх відповідність або відступ від регламенту по роботі системи. Тільки так у українському і російському законодавствах передбачена робота з документами без ЕЦП усередині підприємства.

Особливості створення електронних архівів конструкторсько-технологічних документів:

1. Більшість сучасних підприємств активно використовують CAD-CAM-CALLS технології на окремих робочих місцях або в локальних мережах. Проте без ефективного документообігу отримання узгоджених рішень по варіантам технологічної підготовки підприємства ускладнено через наступні недоліки: а) всі напрацювання конструктора чи технолога залишаються на локальних робочих місцях, де вони недоступні для загального використання; б) кожний фахівець організовує зберігання документів на своїй машині без загально узгоджених правил; в) для узгодження варіантів розроблених конструкцій і

механізмів фахівцям доводиться роздруковувати версії і погоджувати їх в паперовому вигляді; г) в архів затверджена документація передається в паперовому виді, і подальші зміни можуть неконтрольовано (або несинхронно) вноситись тільки на паперовому документі або в електронній версії.

2. Створення електронних архівів всіх ієрархічних структур проектних, конструкторських, технологічних, механічних відділів підприємства, їх структуризація повинні відповідати формалізованим бізнес-процесам, які відображають алгоритми дій підрозділів при виконанні задач конструкторсько-технологічної підготовки.

Формалізація існуючих бізнес-процесів у всіх підрозділах неперспективна. Логістика бізнес-процесів і наступна їх формалізація повинні бути перебудовані з орієнтацією на впровадження інформаційних технологій. Електронний документообіг може реорганізувати схеми відносин в роботі персоналу. Паралельно визначається рівень прав доступу до інформації (електронних архівів) керівників і фахівців підрозділів.

Сучасні наявні архівні технічні документи всіх підрозділів повинні бути перетворені в цифрову форму, реорганізовані, систематизовані і структуризовані відповідно до прийнятих схем бізнес-процесів. Цей процес є доволі складним, трудомістким, вимагає складних технологій і обладнання для створення електронних аналогів існуючої документації, що суттєво затримує впровадження ІТ-технологій, але він є необхідним і виправдовує потрібні витрати.

3. Вибір концепції, технологій та засобів створення архіву електронних аналогів конструкторсько-технологічних документів (якість, точність і адекватність)

Створення електронного архіву починається з розробки і узгодження моделі архіву, визначаючи в першу чергу його ієрархічну будову, правила систематизації і кодування електронних документів, а також вибору прийнятного методу перетворення паперового документа в цифровий аналог. Існуючі документи мають безліч систем нумерації, прийнятих в кожному підрозділі на свій розсуд, що ускладнює створення уніфікованих цифрових моделей. Доцільно було б структуризацію архіву виконати відповідно структури підприємства, що спрощую траєкторію пошуку потрібних документів, розрахунково-пояснювальних записок, інженерних обґрунтувань рішень (проекту рішень).

4. Технічне та програмне забезпечення

В обігу і користуванні сучасних підприємств використовується різні види конструкторсько-технологічної документації: а) документи (як власні так і сторонніх організацій), що створені засобами САПР (КОМPAS, КОМPAS-SHAFT, КОМPAS-Автопроект, “Вертикаль”, “Лоцман” PLM, Pro/Engineer, DELCAM, Solid Works, T-FLEX, AutoCad, CATYA), які потенційно мають пряму інтеграцію з PLM-системою, б) документи на традиційних носіях, які потрібно сканувати з подальшою обробкою і розміщенню у електронному архіві за прийнятою схемою вручну.

Багато підприємств використовують технології перетворення наявної документації в електронні документи шляхом сканування її на репрокомплексах (наприклад Ose TDS 600, Ose TDS 700, широкоформатні професійні сканери Contex із спрощеними системами електронного архіву SkyDOC Archive та інш.), які були придбані раніше для задач множення документів, в яких технологічно передбачено збереження електронної копії (результат сканування) автоматично на сервері.

Вибір і використання програмних продуктів залежить від особливостей процесів отримання і використання інформації в системах документообігу. Існують рекомендації для ІТ-менеджерів, що створюють вимоги до ІТ-технологій, шляхом побудови і аналізу списку задач конструкторсько-технологічних та суміжних бізнес-підрозділів, які залучені до управління документами і бізнес-процесами, що визначають темпи і вартість технологічної підготовки виробництва. Вони повинні звести всі вимоги до системи, щодо підготовки рішень технологічної підготовки в таблицю, врахувати потребу інтегрування задач технологічної підготовки із роботою всіх підрозділів виробництва, передбачити мультифункціональність програмних засобів, уникнути зайвих, непотрібних програмних модулів, що здорожують

загальну вартість, а потім оцінити можливість програмних засобів, що пропонуються на сучасному ринку.

Після цього розробляється технічне завдання на вибір і придбання програмного забезпечення, вивчається ринок програмного забезпечення електронного архіву і документообігу технічної документації, вибираються альтернативні програмні пропозиції та їх постачальники. Проводяться ретельні порівняння запропонованих систем, перевіряється їх відповідність вимогам, що висуваються, і можливість інтеграції з системами, що використовуються на підприємстві. Далі можливе укладання договору з постачальником системи на передпроектне обстеження підрозділів з метою розробки технічного завдання постачальнику на впровадження системи електронного архіву і документообігу.

Для перевірки правильності вибору програмних засобів, їх ефективності, відповідності поставленим задачам потрібно використовувати безкоштовні пілотні проекти з тривалістю апробації півроку або рік. Зате у результаті замовник переконується в ефективності рішення.

Існують вдалі проекти впровадження ІТ-технологій на підприємствах України[3], наприклад ЗАТ «Запоріжсталь» на базі системи ЛОЦМАН:PLM, яка максимально інтегрована до стандартів СНД.

Література: 1. Некрасов Е.Н. Компьютерные технологии в машиностроении. – Одесса: наука и техника, 2005. – 164 с. 2. Электронный документооборот: Тенденции украинского рынка. // Компьютерное проектирование и технический документооборот. №4-5. 2008. 3. Орлова Л. ОАО «Запорожсталь»: Наши цели и достижения. Внедрение электронного архива и документооборота.// Компьютерное проектирование и технический документооборот. №4-5. 2008.

ПРИСКОРЕННЯ КОНСТРУКТОРСЬКО-ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ПІДГОТОВКИ ГАЛУЗЕВО-ОРІЄНТОВАНИХ РЕМОНТНО-МАШИНОБУДІВНИХ ПІДПРИЄМСТВ НА БАЗІ ІТ-ТЕХНОЛОГІЙ

Кіяновський М.В.

У даній роботі представлені методика застосування ІТ-технологій, для прискорення конструкторсько-технологічної підготовки галузево-орієнтованих ремонтно-машинобудівних підприємств.

УСКОРЕНИЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ОТРАСЛЕВО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ РЕМОНТНО-МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ НА БАЗЕ ИТ-ТЕХНОЛОГИЙ

Кияновский М.В.

В данной работе представлены методика применения ИТ-технологий, для ускорения конструкторско-технологической подготовки отраслево-ориентированных ремонтно-машиностроительных предприятий.

ACCELERATING THE DESIGN TECHNOLOGY TRAINING BRANCH-ORIENTED REPAIR ENGINEERING COMPANIES BASED ON IT TECHNOLOGY

Kiyanovsky MV

This paper presents the method of application of IT technologies, to accelerate the design and technological preparation of the branch-oriented repair and engineering enterprises.

Ключові слова: ІТ-технології, конструкторсько-технологічна підготовка, архів, -машинобудівних підприємства, технічне та програмне забезпечення

Колот Л.П., Борисенко Ю.Б., Онищук С.Г., Юрченко А.А.
ДГМА, г. Краматорск, Украина
**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ
КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ МЕХАНООБРАБОТКЕ**

Введение

Повышение надежности и уменьшение вспомогательного времени на закрепление крупногабаритных деталей на станках токарной, фрезерной, расточной групп является актуальной задачей тяжелого машиностроения.

Обеспечение точности обработки, безопасности работы и сохранности станков при изготовлении крупных деталей связано с соблюдением определенных правил установки и закрепления заготовок. В единичном производстве заготовки чаще всего устанавливают в универсальные приспособления (патроны, жесткие и вращающиеся центры, тиски, различные поворотные и делительные устройства и т.д.), которые закрепляют на столе станка или на рабочей плоскости стола с помощью различных прижимов и прокладок [1].

Для закрепления выбирают поверхности, максимально удаленные одна от другой. При этом должно быть обеспечено полное прилегание установочных поверхностей заготовки к установочным поверхностям приспособления или прокладкам с обязательным размещением прижимов над ними.

Необходимо также учитывать жесткость закрепляемых заготовок. Так, для токарной обработки жестких валов (отношение $L/d < 2$) заготовку закрепляют в патроне, в противном случае один из концов поджимают задним центром. Нежесткие валы (отношение $L/d > 15$) обрабатывают с применением поддерживающих люнетов, число которых определяют из соотношения

$$N = L/15d,$$

где L - длина заготовки, d - диаметр. Люнеты устанавливают на заранее проточенные в заготовках технологические пояски.

Формы и размеры центровых отверстий выбирают с учетом их использования в ходе ТП изготовления, транспортных работ или последующего хранения деталей, а также обеспечения повышенной точности обработки и суммарной массы деталей, собранных с валом.

С учетом того, что изготовление деталей на крупном оборудовании продолжается по несколько часов, а обеспечить герметичность и надежность гидросистем силовых устройств удается далеко не всегда, применяют дополнительные механические устройства, позволяющие после приложения необходимого усилия закрепления к заготовке отказаться от гидрозжима. Это создает безопасные условия работы и повышает долговечность силовых устройств. Данный принцип широко используется в современных конструкциях приспособлений.

Целью работы является повышение надежности и уменьшение вспомогательного времени на закрепление крупногабаритных заготовок в условиях единичного и мелкосерийного производства.

Из широкой номенклатуры применяемых кулачков и кулачковых устройств следует отметить гидропластные кулачки [2]. Кулачки одностороннего действия (рисунок 1) успешно применяют на токарных и карусельных станках. Заготовку предварительно закрепляют винтом 5 с усилием 1,5 ... 2,0 т, а окончательно - вращением внутреннего винта 6, который давит на плунжер 3 через переходник 4.

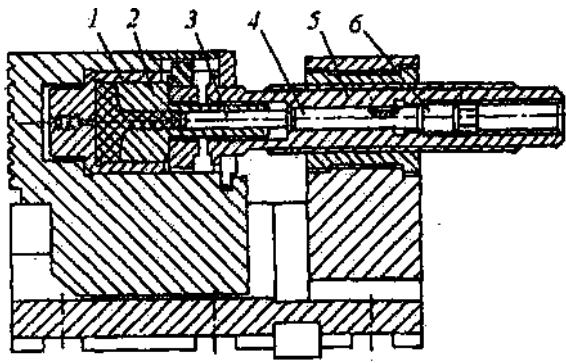


Рис. 1 - Гидропластный кулачок одностороннего действия для токарных и карусельных станков

Соотношение между площадями цилиндра 1, поршня 2 и плунжера 3 подобрано так, что при осевом усилии на винте 6 в 100 Н сила закрепления заготовки кулачком достигает 2000 Н, а рабочее давление гидропласта достигает 50 МПа. Гидропластный механизм позволяет закреплять

заготовки в обхват или враспор.

В процессе установки и после закрепления проводят выверку положения заготовки. Во всех случаях точность выверки на многоцелевых, расточных и им подобных станках задает технолог в ТП. Если выверку проводят по разметке, точность выдерживают в пределах $\pm 0,5$ мм на всей длине детали, если же с помощью индикаторов по поверхностям, имеющим шероховатость в пределах $Ra = 2,5 \dots 20$ мкм, то достигают точности $\pm 0,02 \dots 0,03$ мм на длине 1000 мм.

Соотношение между площадями цилиндра 1, поршня 2 и плунжера 3 подобрано так, что при осевом усилии на винте 6 в 100 Н сила закрепления заготовки кулачком достигает 2000 Н, а рабочее давление гидропласта достигает 50 МПа. Гидропластный механизм позволяет закреплять заготовки в обхват или враспор. Существующие конструкции приспособлений не обеспечивают обработки на вертикально-обрабатывающем оборудовании, а наличие гидропривода не дает возможности установки его на поворотном столе.

Авторами получен патент на новую конструкцию гидромеханического кулачка [3], которая обеспечит равномерность закрепления, контроль усилия закрепления. Принцип действия следующий: производится грубый подвод кулачков к закрепляемой детали, после чего закрепление производится при помощи гидравлической системы кулачка за очень малый промежуток времени.

Приспособление «гидромеханический кулачок» предназначен для закрепления деталей типа тел вращения по наружным поверхностям на токарных, зубофрезерных, глубоко-сверлильных операциях, на станках, оснащенных планшайбами.

Приспособление (рисунок 2) состоит из корпуса 2, насоса 1, кривошипно-кулисного привода насоса, закрепляющей вставки 29, толкателя 27, пакета тарельчатых пружин, крышек, поворотного крана для сброса давления, винтов, уплотнений, указательного стержня, пружин сжатия.

В корпус 2 предварительно устанавливаются подготовленные уплотнения 20, 23, 37, 39. Затем устанавливается корпус насоса в сборе 1 по резьбовой поверхности, в него входит плунжер 18 в сборе с уплотнением 19 и болтом; с плунжером соединяется шатун 16 при помощи оси 17 и гайки 52. Отдельно собирается привод насоса: на левую часть коленчатого вала 7 устанавливается дистанционное кольцо 12, по посадке с натягом устанавливается колесо 8, устанавливается второе дистанционное кольцо 12, после чего устанавливается подшипник 53; правая часть коленчатого вала 15 в сборе с подшипником 53 устанавливается в корпус 2; квадратное отверстие правой части коленвала 15 совмещается с отверстием шатуна, затем по этому отверстию стыкуются две части коленчатого вала в сборе вместе; на ось 10 последовательно устанавливаются: подшипник 53, дистанционное кольцо 12, шестерня 9, дистанционная втулка 14, подшипник 53, затем зубья вводятся в зацепление и ось 10 в сборе устанавливается в корпус 2; после этого привод насоса закрывается крышкой 5 и фиксируется шестью винтами 51.

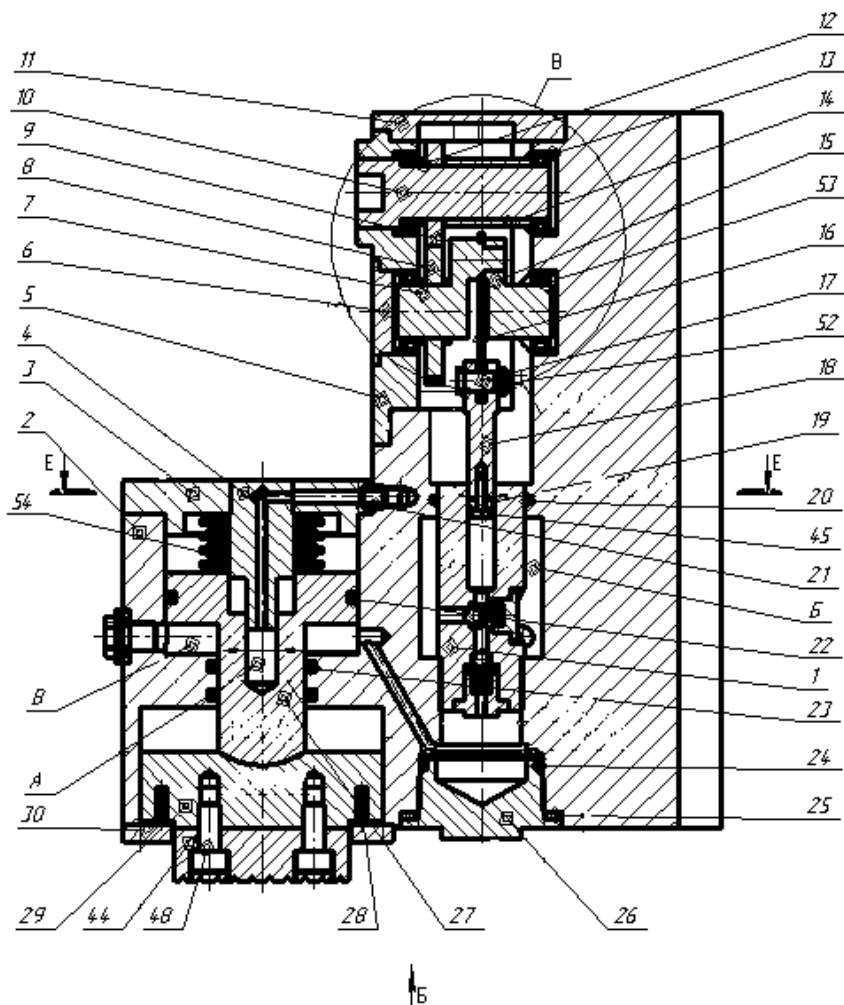


Рис. 2 - Кулачок гидромеханический

при помощи четырех винтов 51 (рисунок 3). Снизу, в корпус устанавливается пробка 26 в сборе с уплотнением 24, для герметизации устанавливается уплотнение 25.

С торца корпуса кулачка устанавливается корпус клапана 31 в сборе со вставкой 32 и уплотнениями 36, 38, 39, затем клапан фиксируется крышкой 33 с помощью четырех винтов 50.

На конец вставки одевается ручка 35 в сборе со штифтом 34 и закрепляется винтом 49. В последнюю очередь в корпус устанавливается указательный стержень 43, пружина 42, затем сверху корпуса 2 устанавливается крышка 11 и крепится четырьмя винтами 51.

Исходное положение рабочих органов для описания: пружины 54 разжаты, ручка клапана 35 находится в положении как на чертеже, указательный стержень 43 находится в позиции «0».

Ручку клапана 35 необходимо повернуть на 90°, чтобы стрелка указывала вверх. Ключ устанавливается в квадратное отверстие оси 10, при его вращении приводится в движение привод насоса, а именно: вращение с шестерни 9 передается на колесо 8, которое, как и шестерня с осью 10, жестко соединено с левой частью коленчатого вала 7. Колесо увлекает за собой обе части коленчатого вала, вращение которого обеспечивает возвратно-поступательное движение плунжера 18. При этом рабочая жидкость (минеральное масло) находящаяся в полости Б, начинает перекачиваться в штоковую полость В рабочего цилиндра. По мере повышения давления в данной полости, толкатель 27 поднимается вверх и происходит сжатие тарельчатых пружин. При этом пружина сжатия 28 разжимается и поднимает пята 29, на которой закреплена сменная вставка 44 при помощи винтов 48,

Далее в корпус кулачка устанавливается толкатель 27 в сборе с кольцевым уплотнением 22. Крышка 3 собирается с осью-плунжером 4 по посадке с натягом, в крышку 3 устанавливается уплотнение 21. Пространство А, каналы оси и крышки, а также каналы корпуса заполняется гидропластмассой для функционирования системы индикации сжатия пружин, затем крышка в сборе устанавливается в корпус и фиксируется четырьмя винтами 47. После этого в корпус устанавливается пята 29, в кольцевую канавку которой помещается пружина сжатия 28. В осевом направлении пята фиксируется крышкой 30

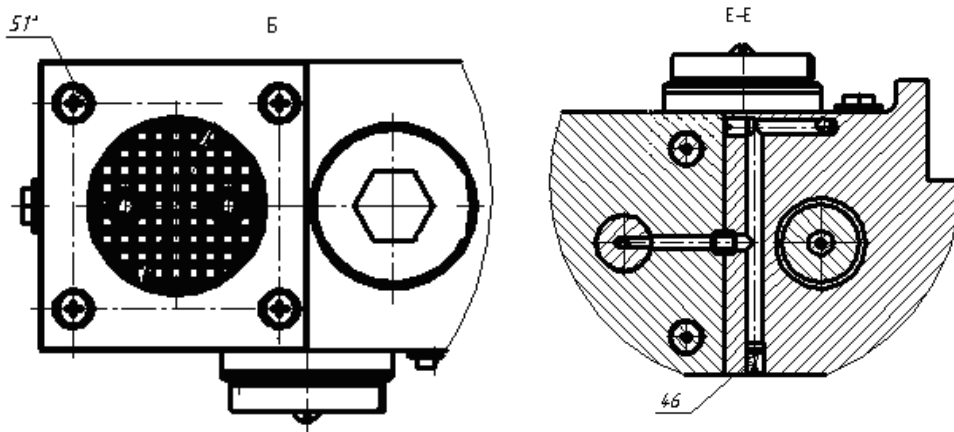


Рис. 3 - Кулачок гидромеханический (вид Б, сечение Е-Е)

вслед за толкателем. Происходит раскрепление заготовки. Одновременно с этим гидропластмасса из полости А начинает вытесняться, так как ось-плунжер 4 жестко закреплен в крышке 3, и

через каналы (разрез Е-Е) (см. рисунок 3) начинает оказывать давление на указательный стержень 43, который начинает двигаться вверх (пропорционально величине сжатия тарельчатых пружин [это необходимо, так как величина аккумулируемой энергии тарельчатой пружины зависит от степени ее сжатия]) и сжимает пружину сжатия 42. По достижению предполагаемой силы закрепления для следующей обработки необходимо прекратить вращение ключа. В таком положении кулачок готов к следующему закреплению.

Для следующего закреплению необходимо подвести кулачок на расстояние от 0 до 7 мм к закрепляемой детали и повернуть ручку клапана вниз (указатель находится в горизонтальном положении), при этом происходит сброс давления в рабочей полости цилиндра, и разжимающиеся тарельчатые пружины перемещают толкатель 27 вниз (в направлении закрепляемой детали). Перемещение толкателя сопровождается вытеснением масла из рабочей полости В по каналам (разрез Д-Д) (рисунок 4) в полость Б. При этом пружина 42 разжимается и возвращает указательный стержень в исходное положение.

Если необходимо при следующем закреплении значительно уменьшить силу закрепления, то при раскреплении необходимо отвести кулачки по винтам на 10 -15 мм, дав тем самым, возможность толкателю 27 достигнуть точки максимального вылета для того, чтобы вытеснить остатки рабочей жидкости из полости А в полость Б.

Применение данного приспособления на токарных, расточных станках позволит обеспечить равномерность и контроль усилия закрепления, а также расширяет область его применения.

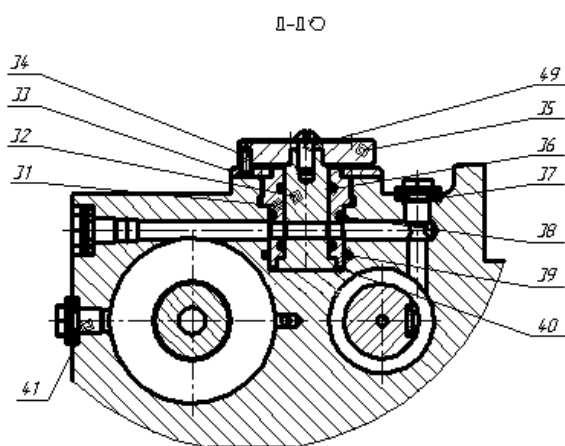


Рис. 4 - Кулачок гидромеханический (сечение Д-Д)

закрепления, а также расширяет область его применения.

Выводы

1 Рассмотрены приспособления, применяемые для закрепления крупногабаритных деталей при выполнении токарных, расточных операций в условиях единичного и мелкосерийного производства.

2 Для повышения надежности и уменьшения вспомогательного времени предлагается новая конструкция гидромеханического кулачка. Применение данного приспособления на токарных, расточных станках позволит обеспечить равномерность и контроль усилия

металлорежущих станков. – Л.: Машиностроение, 1975. – 313 с. 3. Патент на корисну модель 39032 Україна В23Q3/06. Пристрій для затиску заготовок / Л.П. Колот, Ю.Б. Борисенко, С.Г. Онищук, О.А. Юрченко. – № u2008 39032, Заявл. 24.07.2008. – Надрук. 26.01.2009. – Бюл.№2. – 2 с.: іл.

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЗАКРІПЛЕННЯ ВЕЛИКОГАБАРИТНИХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ МЕХАНООБРОБЦІ

Колот Л.П., Борисенко Ю.Б., Онищук С.Г., Юрченко А.А.

У статті розглядаються методи кріплення заготовок в одиничному і дрібно серійному виробництві важкого машинобудування. Рішення проблеми підвищення надійності та зменшення часу фіксації пропонується, застосовуючи розроблений гідромеханічний кулачок, опис якого наводиться в статті.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ЗАКРЕПЛЕНИЯ КРУПНОГАБАРИТНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ МЕХАНООБРАБОТКЕ

Колот Л.П., Борисенко Ю.Б., Онищук С.Г., Юрченко А.А.

В статье рассматриваются методы крепления заготовок в одно и мелко серийном производстве тяжелого машиностроения. Решение проблемы повышения надежности и уменьшения времени фиксации предлагается, применяя разработанный гидромеханический кулачок, описание которого приводится в статье.

ENHANCEMENT OF FASTENING LARGE PARTS IN MACHINING Kolot LP, Borisenko Y.B., Onischuk S.G., Yurchenko A.A.

In the article methods are examined fixings of purveyances, in-use in a single and finely mass production in a heavy engineering. The decision of problem of increase of reliability and diminishing of time of fixing it is suggested to decide application of the developed hydromechanical fist description of which is given in the article.

Ключевые слова: приспособления, закрепление, кулачок гидромеханический, надежность, крупногабаритные детали, механообработка

Гевко Б.М., Фльонц О.В.
ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, БАІ НАУ Україна

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ В ЗОНУ РІЗАННЯ

Вступ

Постановка проблеми. В сільськогосподарських, дорожніх та інших машинах і механізмах, а також в приводах автомобілів і металорізальних верстатів останнім часом набули широкого використання конвеєрні стрічки з тканинним чи металевим кордом. Промисловість Німеччини випускає і експортує її в різні країни світу в тому числі в Україну такі гумово-бавовняні конвеєрні стрічки з відкритими трапецієподібними виступами для зачеплення з відповідними шліцевими виступами шліцевих валів в рулонах шириною 0,9...2 м і довжиною 50 м. Для одночасного її розрізання на смуги певної ширини з можливістю її регулювання необхідно розробити конструктивно-компонувальну схему механізму захоплення і подачі конвеєрної стрічки в зону різання і методику їх розрахунку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питанням теорії і практики подаючих механізмів конвеєрної стрічки в зону різання присвячено ряд праць [1,2,3,4], однак цілий ряд питань залишилися не вирішеними.

Мета роботи. Метою роботи є розроблення методики розрахунку подачі конвеєрної стрічки в зону різання з мінімальними енерговитратами.

Робота виконується згідно постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноспроможною технікою” на 2004...2008 роки.

Основна частина

Схема лінії для порізки конвеєрної стрічки на смуги представлена на рис.1. Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги складається з рами 1, пульта керування 2, і на вході лінії встановлена підставка 3, яка жорстко кріпиться до рами.

На відкритих опорах 4, вісь яких є перпендикулярною до напрямку руху конвеєрної стрічки, на підставку встановлено валок 5, на якому намотано рулон 6 конвеєрної стрічки з можливістю його вільного розмотування і порізки на мірні розміри.

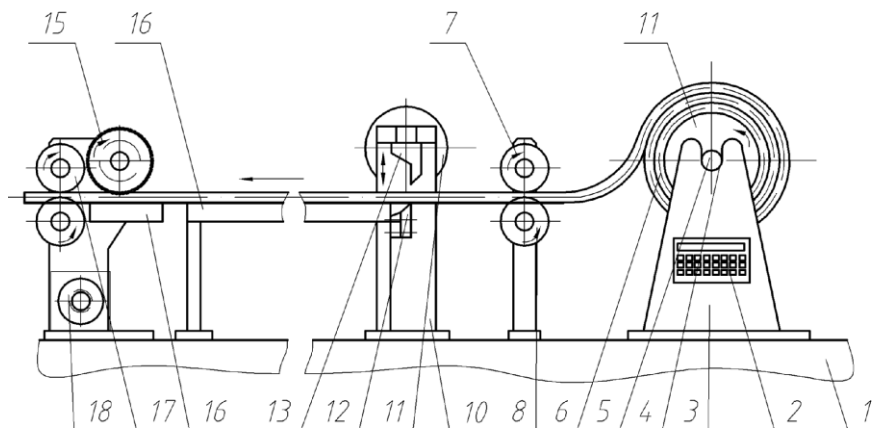


Рис. 1 - Лінія для порізки конвеєрної стрічки на смуги

По напрямку розмотування конвеєрної стрічки за підставкою 3 встановлено механізм подачі конвеєрної стрічки, який виконано у вигляді верхнього приводного 7 і нижнього

шліцевого 8 валків, поперечний профіль якого є аналогічним розмірам профілю конвеєрної стрічки 9, які розміщені один над одним у вертикальній площині.

В обертовий рух механізм подачі приводиться приводом, який на кресленні не показаний.

Наступним механізмом лінії за приводними валками, який встановлений по напрямку руху конвеєрної стрічки і паралельно ним, встановлено ножиці 10 з горизонтальними ріжучими ножами, які є паралельні конвеєрній стрічці. Вони складаються з приводу (на кресленні не позначений), маховика 11, нижнього нерухомого ножа 12, який жорстко закріплено до станини ножиць і верхнього ножа 13, який жорстко кріпиться до повзуна (на кресленні не показаний) і рухається у вертикальному напрямку періодично від приводу.

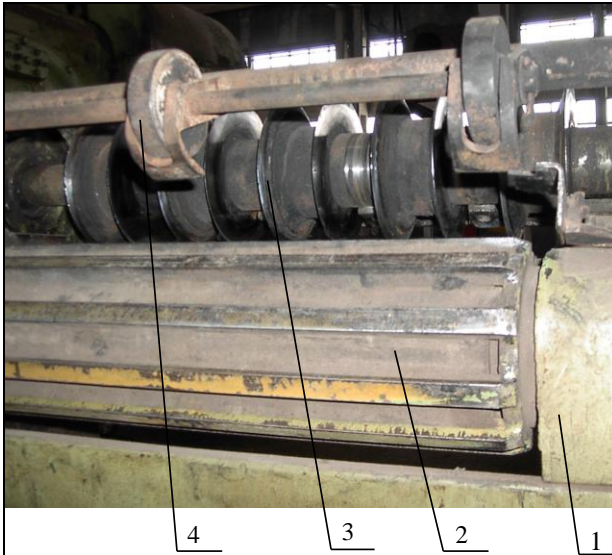


Рис. 2 - Конструкція зубчато-шліцевої передачі для подачі конвеєрної стрічки в зону різання:

- 1 – привід; 2 – подаючий шліцевий вал;
- 3 – дискові ножі;
- 4 – притискний ролик

між собою, які обертаються від приводу 18 в напрямку руху стрічки і сприяють стабільності процесу подачі. Конвеєрна стрічка в процесі розрізання переміщується по столі 16 рами згідно стрілки. Причому висота осі обертання рулону 6 у відкритих опорах 4 підставки 3 є рівною висоті перекриття дискових ножів.

Робота лінії для порізки конвеєрної стрічки здійснюється наступним чином. Рулон з намотаною конвеєрною стрічною 6 встановлюється у відкриті опори 4 підставки 3. Вільний кінець конвеєрної стрічки встановлюють в міжвалковий простір між верхнім приводним валком 7 і нижнім шліцевим 8 таким чином, що його шліці входили в зачеплення 9 конвеєрної стрічки, спрацювання датчика довжини настроюють на певну довжину в залежності від кількості обертів шліцевого валка відомими способами.

Після цього на пульті керування 2 включають верхній приводний валок 7 і нижній шліцевий валок 8, приводи притискного валка 14, ріжучих дискових ножів 17 і ножиць 10. Датчики довжини смуг настроюють на певну довжину їх відрізки з пульта керування 2 відомими способами, щоб подавати сигнал ножицям 10 для спрацювання і відрізання стрічки. Конвеєрна стрічка 6 захоплюється нижнім шліцевим валком 8 і переміщається по столі рами 1 певної довжини, аж до тих пір поки пари дискових ножів 17 не почнуть різати конвеєрну стрічку на смуги певної ширини, які задають і на які виставляють дискові ножі 17. Після переміщення конвеєрної стрічки на необхідну довжину датчик довжини дає команду на пульт керування 2 і від нього йде імпульс на включення ножиць 10. При цьому,

Нижній шліцевий валок 8 зв'язаний з датчиком довжини (на кресленні не показаний), який встановлений в пульті керування 2. Після певної кількості обертів і відповідному переміщенні конвеєрної стрічки 9 на необхідну довжину спрацьовує датчик і пульт управління 2 включає ножиці 10, які переміщуються вниз з верхнім ножем 12 і обрізають конвеєрну стрічку по заданій довжині. Далі за ходом конвеєрної стрічки 6 встановлено притискний валок 14 з насічками 15 для кращої подачі стрічки в зону різання, який притискає стрічку до столу 16.

Розрізання конвеєрної стрічки здійснюється парами дискових ножів 17, які виконані у вигляді ножових блоків по шість на кожному, осі яких є паралельними

попередньо розкручений маховик 11 сприяє збільшенню зусилля при переміщенні верхнього ножа 13 вниз і порізки конвеєрної стрічки на мірні куски по нижньому ножі 12. Після відрізання мірної довжини верхній ніж 13 займає верхню мертву точку, і стоїть до наступного включення, а маховик 11 продовжує обертатися.

Розрізані смуги конвеєрної стрічки 6 попадають в тару і відтранспортовуються в необхідне місце. Це продовжується до тих пір, поки не завершиться порізка всього рулона. Порядок роботи з наступним рулоном аналогічний.

В разі зміни довжини смуг здійснюють переналадку датчика довжини на пульті керування 2 через зміну кількості обертів нижнього шліцевого валка 8, а при зміні ширини смуг дискові ножі 17 переставляють на приводних валах на певну віддаль з фіксацією їх положень регульованими втулками (на кресленні не показані).

Для визначення сили розмотування конвеєрної стрічки розглянемо розрахункову схему механізму подачі конвеєрної стрічки з бухти в зону різання спеціальної установки, яка представлена на рис.3.

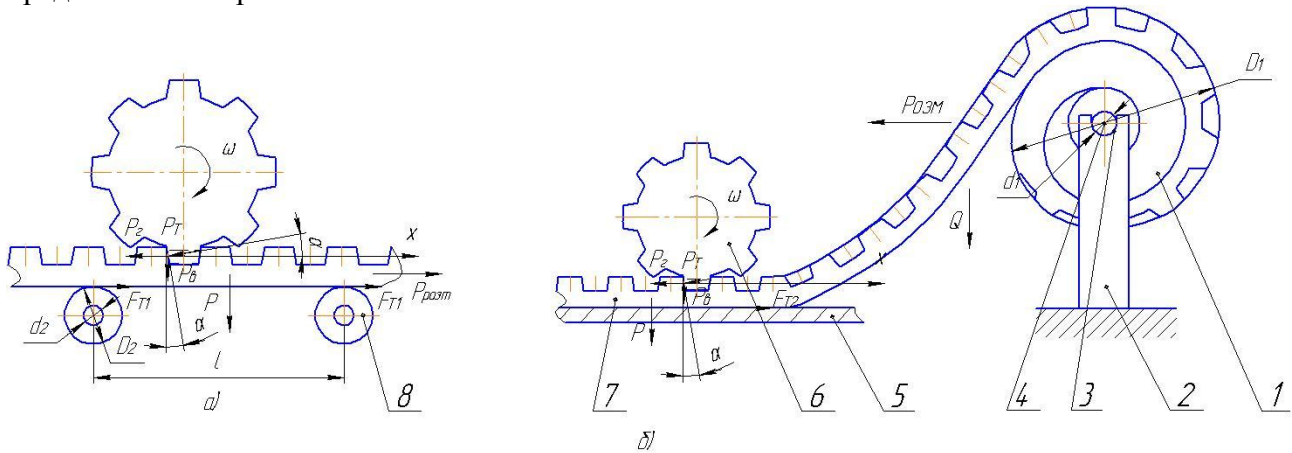


Рис. 3 - Розрахункова схема подачі стрічки в зону різання спеціальної установки
 а) подача конвеєрної стрічки в зону різання по опорних роликках; б) подача конвеєрної стрічки в зону різання по площині.

- 1 – бухта конвеєрної стрічки; 2 – опора; 3 – відкрита опора;
 4 – валок; 5 – плоска опора; 6 – подаючий шліцевий валок;
 7 – конвеєрна стрічка; 8 – опорні валки

Для подачі конвеєрної стрічки з бухти в зону різання по опорних роликках (рис.2а) рівняння рівноваги проекції сил на вісь x буде мати вигляд:

$$F_{ml} + P_{розм} - P_z = 0, \quad (1)$$

де F_{ml} – сила тертя конвеєрної стрічки на роликках, Н;

$P_{розм}$ – сила розмотування бухти, Н;

P_z – горизонтальна складова сили подачі, Н.

Силу тертя знаходимо за формулою:

$$F_{ml} = n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2 \cdot P_e \cdot \mu_{np} \quad (2)$$

Підставивши значення у формулу (2) з виразу (1), одержали:

$$n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2P_e \cdot \mu_{np} + P_{розм} - P_z = 0, \quad (3)$$

де n – кількість роликків;

P – сила ваги стрічки, Н;

μ_{np} – приведений коефіцієнт тертя між роликком і стрічкою;

P_e – вертикальна складова сили подачі конвеєрної стрічки, Н.

Вертикальна і горизонтальна складові сили подачі конвеєрної стрічки пов'язані наступною залежністю:

$$P_e = P_z \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (4)$$

де α – кут трапецієвидного профілю конвеєрної стрічки, град.

Підставивши значення рівняння (4) у формулу (3), одержимо:

$$n \cdot P \cdot \mu_{np} + 2 \cdot P_z \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \mu_{np} + P_{розм} - P_z = 0. \quad (5)$$

Звідси:

$$P_2 = K \cdot \frac{P_{розм} + n \cdot P \cdot \mu_{np}}{1 - 2 \cdot tg\alpha \cdot \mu_{np}}. \quad (6)$$

Силу розмотування бухти визначають з залежності:

$$P_{розм} = \frac{m \cdot \mu_1 \cdot d_1 g}{D_1}, \quad (7)$$

де m – маса бухти, кг;

μ_1 – коефіцієнт тертя між опорним валком бухти та стійкою;

d_1 – діаметр валка, мм;

D_1 – діаметр бухти, мм;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

Приведений коефіцієнт тертя конвеєрної стрічки по опорах є рівним

$$\mu_{np} = \mu_2 \cdot \frac{d_2}{D_2}, \quad (8)$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя кочення між опорним роликом і віссю його обертання;

d_2 – діаметр вісі ролика, мм;

D_2 – діаметр опорного ролика, мм.

Для подачі конвеєрної стрічки в зону різання по площині (рис. 2б) розрахунок ведемо аналогічно. Відмінність вищеприведеного полягає у силі тертя, яку визначають з залежності

$$F_{m2} = (P + P_2) \cdot \mu_3. \quad (9)$$

$$P_2 = K \frac{P \cdot \mu_3 + P_{розм}}{1 - tg\alpha \cdot \mu_3}. \quad (10)$$

де μ_3 – коефіцієнт тертя ковзання між стрічкою і площиною.

Як видно із формули величина горизонтальної складової сили розмотування прямо пропорційна силі ваги конвеєрної стрічки, коефіцієнту запасу і сили розмотування.

На основі розрахунків рекомендовано використовувати подачу стрічки по опорних роликах (рис.3а), оскільки в цьому випадку сила подачі стрічки є значно меншою ніж у випадку подачі по площині, внаслідок того, що коефіцієнт тертя кочення μ_2 на порядок менший від коефіцієнта тертя ковзання μ_3 . Крім цього віддалі між опорними роликами повинні бути регульованими для можливості транспортування конвеєрної стрічки різної товщини, величину цієї віддалі можна визначити з залежності:

$$l = \sqrt[4]{\frac{\mu \cdot E \cdot h^2}{1,56 \cdot \gamma}}, \quad (11)$$

де E – модуль Юнга для матеріалу конвеєрної стрічки, МПа;

h – товщина конвеєрної стрічки, мм;

μ – коефіцієнт Пуассона;

γ – густина матеріалу конвеєрної стрічки, кг/мм³.

Залежність горизонтальної складової сили подачі конвеєрної стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі її на роликах, по площині при її переміщенні по опорних роликах і площині відповідно представлені на рис.4, 7.

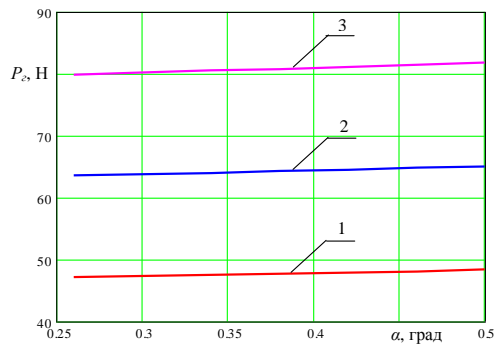


Рис. 4 - Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі на роликах:
1. – $P=200\text{H}$; 2 – $P=300\text{H}$;
3 – $P=400\text{H}$.

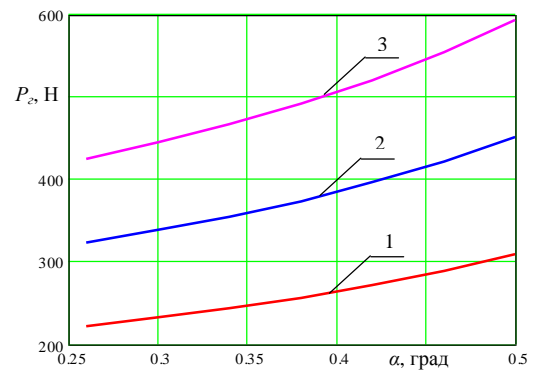


Рис. 5 - Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від кута профілю зуба стрічки при подачі по площині:
1 – $P=200\text{H}$; 2 – $P=300\text{H}$;
3 – $P=400\text{H}$

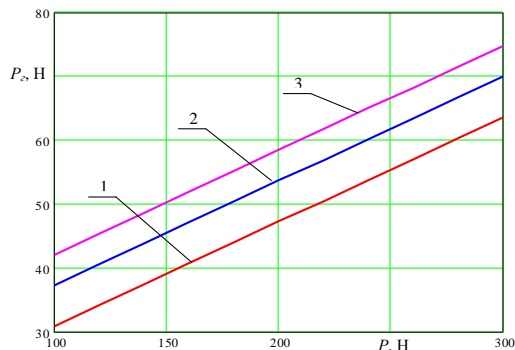


Рис. 6 - Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від її ваги стрічки при подачі з використанням опорних роликів:
1. – $m=90\text{кг.}$; 2. – $m=130\text{кг.}$;
3 – $m=140\text{кг}$

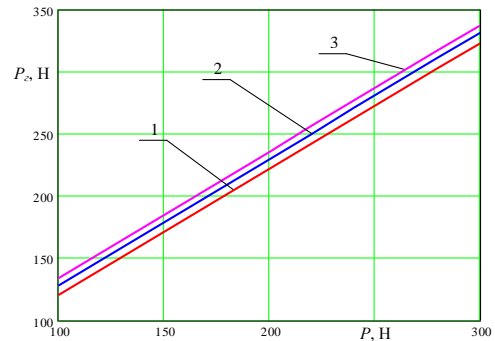


Рис 7 - Залежність горизонтальної складової сили подачі стрічки від ваги стрічки при подачі з використанням площини:
1 – $m=90\text{кг.}$; 2 – $m=130\text{кг.}$;
3 – $m=140\text{кг}$

Висновки

В результаті проведених досліджень встановлено, що на величину горизонтальної складової сили подачі конвеєрної стрічки в зону різання найбільший вплив має вага P стрічки, в цій зоні і в меншій мірі кут нахилу трапецієвидного зуба профілю стрічки та маса бухти. При цьому сила подачі стрічки в зону різання по площині у 5–7 разів вища ніж при подачі конвеєрної стрічки в зону різання через опорні ролики, які обертаються в опорах.

Література: 1. Иванов В.Н., Алешунина Л.А. Технология резиновых технических изделий, 3-е изд. Л.: Химия 1988, 264с. 2. Кошелев Ф.Ф., Корнев А.Э., Буканов А.М. Общая технология резины. 4-е изд. М.: Химия 1985, 528с. 3. Логуш І.В. Технологічне забезпечення виготовлення стрічок з зубчастих гумово – кордових ролонних заготовок. Автореферат кандидатської дисертації к.т.н., спеціальності 05.02.08. – “Технологія машинобудування”. – Тернопіль, 2006. 21с. 4. Рублюк О.В. Розробка технології одержання виробів з вторинної полімерної сировини.: Автореферат кандидатської дисертації: 05.02.08. – Львів, 1994, 16с. 5. Висновок про видачу деклараційного патенту на корисну модель №u2007 07019 від 22.06.2007. Матвійчук А.В., Брошак І.І., Фльонц О.В., Гевко І.Б. Лінія для порізки конвеєрної стрічки.

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПРОЦЕСУ ПОДАЧІ КОНВЕЄРНОЇ СТРІЧКИ В ЗОНУ РІЗАННЯ

Гевко Б.М., Фльонц О.В.

Приведена конструктивно–компонувальна схема лінії для порізки конвеєрної стрічки на смуги. Виведені аналітичні залежності для визначення зусилля подачі конвеєрної стрічки з рулонів в зону різання по плоскій поверхні і за допомогою опорних роликів. Дані практичні рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів механізму подачі конвеєрної стрічки в зону різання.

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПОДАЧИ КОНВЕЙЕРНОЙ ЛЕНТЫ В ЗОНУ РЕЗАНИЯ

Гевко Б.М., Флёнц О.В.

Приведена конструктивно–компоновочная схема линии для порезки конвейерной ленты на полосы. Выведены аналитические зависимости для определения усилия подачи конвейерной ленты из рулонов в зону резания по плоской поверхности и с помощью опорных роликов. Даны практические рекомендации относительно выбора конструктивных параметров механизма подачи конвейерной ленты в зону резания.

THEORETICAL GROUND PROCESS OF LOADING CONVEYER RIBBON IN CUTTING AREA

Gevco B.M., Flyonc O.V.

The constructial scheme chart of line is resulted for cutting of conveyer ribbon on bars. Analytical dependences are shown out for determination of effort of serve of conveyer ribbon from rolls in the area of cutting on a flat surface and by supporting rollers. Practical recommendations are given in relation to the choice of structural parameters of mechanism of serve of conveyer ribbon in the area of cutting.

Ключові слова: конструктивно – компонентна схема, конвеєрна стрічка, зона різання, опорні ролики.

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОГО РІШЕННЯ ШНЕКОВОГО ПРЕСУ З ПРОПАРЮЮЧИМ ПРИСТРОЄМ

Вступ

Щорічне виробництво насіння соняшнику в Україні становить близько 2,5 млн. т насіння соняшнику, насіння ріпаку та соєвих бобів – до 0,5 млн. т. До 50% насіння, що складає значну частину від загального обсягу виробництва, вивозиться для переробки за межі нашої держави. Близько 25% переробляється на державних маслоекстракційних заводах, решта – в умовах господарств-виробників. Отже, виробники насінневої продукції втрачають частково або повністю прибуток від реалізації продуктів переробки насіння олійних культур. Однією з основних причин цього явища є відсутність сучасного обладнання для переробки насіння олійних культур безпосередньо на місцях виробництва. Пов'язано це з тим, що існуючі повнокомплектні набори обладнання, що здійснюють виконання операцій шеретування, відвіювання оболонки, вальцювання, пропарювання та олієвідокремлення за допомогою гвинтових чи гідравлічних пресів застарілі, мають велику енерго- та металоємність, а, отже, їх використання є збитковим для дрібних господарств.

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Відомо два способи вилучення олії – пресування і метод прямої екстракції. Витрати на виробництво олії пресуванням, як підтверджують дослідження, в 8-10 разів менше, ніж при вилученні способом екстракції. Враховуючи це, найбільш поширеним способом отримання олії є пресовий [1].

Промисловість країн, таких як США, Китай, Росія та інш., випускає велику кількість варіантів олієвіджимних пресів. Однак за принципом дії і робочому процесу всі вони однотипні. Геометричні параметри пресів, їх кінематичні і енергетичні показники визначаються фізико-механічними якостями насіння олійних культур.

Відомі конструкції олійних пресів що випускаються в Росії – це РЗ-МОА-10, ПШМ-250, МП-10 та інші [2]. Олієвідокремлюючі преси можуть використовуватися як в складі агрегату РЗ-МОА-10, так і бути самостійними одиницями.

Протягом останніх років в Україні завод „Уманьфермаш” випускає пресове обладнання для невеликих комплексів по виробництву соняшникової олії. Прес може використовуватися в складі комплексу ОВОР-450 та окремо для переробки олійних культур в умовах фермерських господарств.

Віджимання олії з мезги в шнековому пресі відбувається в результаті постійного ущільнення її у напрямку до виходу з пресу і безперервного скорочення вільного об'єму усередині зерного циліндра для проходження мезги через прес.

Величина максимального тиску, що розвивається шнековим пресом, залежить від фізико-механічних властивостей мезги після вологотеплової обробки, її вологості і температури. Тільки при визначеному для даного типу преса поєднанні температури, вологості і обумовлених ними пластичних властивостей мезги можливе максимальне віджимання олії в пресі.

Під час надходження до пресу мезги вологістю, що перевищує оптимальний рівень, її пластичні властивості виявляються задовго до розвитку максимуму тиску, можливого для даної конструкції преса. Волога мезга не формується у вигляді макухи-черепашки і виходить з пресу у вигляді безформної м'якої маси. Відпресовування олії практично не відбувається, величина навантаження по амперметру електродвигуна преса в цьому випадку близька до величини холостого ходу електродвигуна.

При пересушеній меззі, вологість якої нижча оптимальної для даного преса, максимально можливий тиск, що розвивається пресом, виявляється нижчим за тиск, необхідний для появи у меззі пластичних властивостей. З пресу в цьому випадку виходить не макуха-черепашка, а сипкий несформований матеріал у вигляді борошна або крупи. Навантаження на електродвигун преса по амперметру знаходиться за межами допустимого, внаслідок чого можлива поломка преса (руйнування зеєрного барабана, обрив шнекового валу) або його зупинка під навантаженням (запресовування), якщо своєчасно спрацює електричний захист електродвигуна або механічний захист, передбачений конструкцією преса.

Максимальний тиск, що розвивається шнековим пресом, складає 25-30 МПа. Ступінь стиснення мезги - відношення об'єму мезги, що надійшла в прес, до об'єму матеріалу, що виходить з пресу, знаходиться в межах 2,8-4,4. Температура мезги в ході пресування зростає на 15-30 °С в порівнянні з температурою мезги, що поступає в прес [3].

Проведені експериментальні дослідження показали, що із збільшенням продуктивності преса коефіцієнт вилучення олії зменшується, при вилученні олії з макухи стікання олії здійснюється по всій довжині зеєрної камери, робота преса при максимальній продуктивності приводить до забивання і зупинки преса.

Встановлені факти дозволяють зробити висновок, що насіння соняшника в приймально-підготовчій камері не встигає перейти в стан м'ятки, тобто подрібнення їх недостатньо, і вони не встигають нагрітися. Потрапляючи в зеєрну камеру, ця маса продовжує перехід в мезгу. Тому початкова частина зеєрної камери, майже до середини, не працює за призначенням, а виконує функції приймально-підготовчої камери. При пресуванні макухи, з метою можливого повного виділення олії, зеєрна камера працює по всій довжині, оскільки макуха є в даному випадку мезгою. При цьому продуктивність преса значно більше, чим в першому випадку.

Результати досліджень

Експериментальні дані, отримані багатьма дослідниками, такі як вихід олії при пресуванні насіння соняшнику і шроту, зміна сили тертя, дозволили зробити припущення, що введення пароутворюючого пристрою та збільшення довжини приймально-підготовчої камери удвічі, дозволить істотно збільшити відсоток вилучення олії. Для підтвердження висунутих гіпотез дороблено експериментальну установку шнекового пресу з метою визначення оптимального взаємозв'язку між конструктивними та кінематичними параметрами пресу.

Основна увага при доробці вдосконаленої конструкції приділялася впровадженню пароутворюючого пристрою, що надає можливість покращення якості відділення олії і, таким чином, збільшення її виходу. Використання додаткового пропарювання сприятиме покращенню процесу інтенсифікації пресування. Схема модернізованої пресової установки приведена на рис. 1:

Робота шнекового пресу проходить в наступній послідовності. Матеріал, що пресується, поступає через завантажувальний отвір всередину ступінчастого циліндра, так званого зеєрного барабана, захоплюється там витками шнекового валу і переміщується до виходу з пресу. Водночас обрушене насіння піддається обробці паром і безпосередньо пресується. Особливістю шнекового преса є безперервне зменшення транспортуючої здатності (продуктивності) шнекового валу від точки надходження мезги в прес і до її виходу з пресу. Це досягається декількома способами, перш за все шляхом зменшення кроку витків шнекового валу і вільного простору між тілом шнекового валу і внутрішньою поверхнею зеєрного барабана до виходу з пресу. Тому пресований матеріал, що потрапив всередину преса, спочатку ущільнюється, а потім починає стискатися тим сильніше, чим далі пресується він уздовж осі шнекового валу.

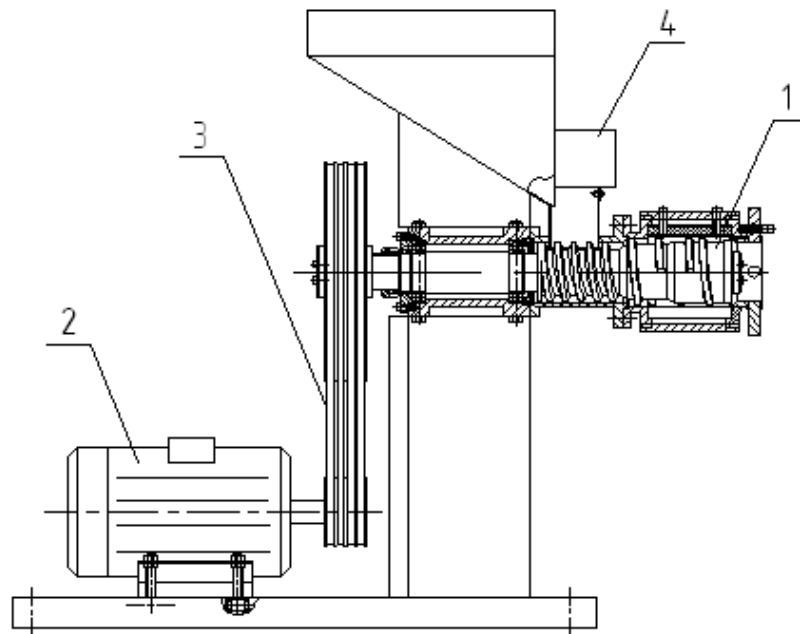


Рис. 1 – Схема шнекового пресу

1 – вал шнековий, 2 – електродвигун, 3 – привід, 4 – пароутворювач

Отже, віджимання олії з мезги в шнековому пресі відбувається в результаті постійного ущільнення її унаслідок зменшення продуктивності шнекового валу у напрямку до виходу з пресу і безперервного скорочення вільного об'єму усередині зерного циліндра для проходження мезги через прес.

Величина максимального тиску, що розвивається шнековим пресом, залежить від фізико-механічних властивостей мезги, створеної в ході пресування та вологотеплової обробки насіння [4; 5]. Тільки при визначеному для даного типу преса поєднанні температури, вологості і обумовлених ними пластичних властивостей мезги можливе максимальне віджимання олії в пресі.

З метою скорочення об'єму експериментальних досліджень, зменшення числа переналадок лабораторної установки, а також для отримання об'єктивної інформації про залежність виходу олії (ВО), енергоємності процесу (ЕП) і продуктивності пресу (ПП) від одночасної зміни декількох кінематичних режимів, було використане трирівневе D-оптимальне планування другого порядку Боксу для п'яти незалежних факторів [6].

Основними критеріями оптимізації по яких оцінювалася якість виконання технологічного процесу були: процентний вихід олії (ВО), енергоємність процесу (ЕП) і продуктивність пресу (ПП). Їх значення повинні задовольняти наступним умовам:

- величина виходу олії повинна сягати максимального рівня, тобто $ВО \rightarrow 100\%$;
- енергоємність процесу повинна прямувати до мінімуму, тобто $ЕП \rightarrow 0$;
- продуктивність пресу повинна бути максимальною, тобто $ПП \rightarrow 100\%$.

Остаточною метою експерименту було вирішення компромісної задачі, при якій на екстремальне значення одного з критеріїв оптимізації можливо накладання обмежень зі сторони двох інших. Для оптимізації технологічного процесу необхідно знайти математичні моделі, що описують вибрані критерії оптимізації та встановити їх оптимальне співвідношення.

Відповідно до плану експерименту була проведена оцінка залежності показників виконання технологічного процесу від довжини приймально-підготовчої камери, м (X_2), вологість м'ятки, % (X_5), температури нагріву, °С (X_7), швидкості обертання шнеку, c^{-1} (X_8) і лінійної швидкості руху витків шнеку, м/с (X_9), які найбільшою мірою впливають на якість роботи шнекового пресу.

Повторність проведення дослідів по кожному з критеріїв оптимізації – триразова. У кожному рядку плану розраховувалося середнє значення ВО, ЕП і ПП.

Після статистичної обробки експериментальних даних на ПЕОМ отримані математичні моделі, що адекватно описують технологічний процес. Рівняння регресії мають вигляд:

$$\begin{aligned} BO = & 4,733 + 2,459 \cdot X_2^2 + 2,283 \cdot X_5^2 + 1,866 \cdot X_7^2 + 1,892 \cdot X_8^2 - 0,18 \cdot X_9^2 + \\ & + 0,801 \cdot X_2 + 1,218 \cdot X_5 - 0,099 \cdot X_7 - 0,099 \cdot X_8 + 1,835 \cdot X_9 - 0,063 \cdot X_2 \cdot X_5 + \\ & + 1,354 \cdot X_2 \cdot X_7 + 1,354 \cdot X_2 \cdot X_8 + 1,141 \cdot X_2 \cdot X_9 - 0,125 \cdot X_5 \cdot X_7 + 0,533 \cdot X_5 \cdot X_8 + \\ & + 1,021 \cdot X_5 \cdot X_9 + 2,2 \cdot X_7 \cdot X_8 + 0,621 \cdot X_7 \cdot X_9 + 0,696 \cdot X_8 \cdot X_9 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} EP = & 4,865 + 3,959 \cdot X_2^2 + 2,274 \cdot X_5^2 + 2,061 \cdot X_7^2 + 1,625 \cdot X_8^2 - 2,952 \cdot X_9^2 + 1,274 \cdot X_2 + \\ & + 1,257 \cdot X_5 + 0,707 \cdot X_7 + 0,707 \cdot X_8 + 2,324 \cdot X_9 + 0,213 \cdot X_2 \cdot X_5 + 1,979 \cdot X_2 \cdot X_7 + \\ & + 0,65 \cdot X_2 \cdot X_8 - 1,525 \cdot X_2 \cdot X_9 - 1,025 \cdot X_5 \cdot X_7 - 1,329 \cdot X_5 \cdot X_8 - 0,129 \cdot X_5 \cdot X_9 - \\ & - 0,754 \cdot X_7 \cdot X_8 - 1,221 \cdot X_7 \cdot X_9 - 0,517 \cdot X_8 \cdot X_9 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} ПП = & 5,804 + 2,419 \cdot X_2^2 + 3,08 \cdot X_5^2 + 0,521 \cdot X_7^2 + 2,013 \cdot X_8^2 - 0,219 \cdot X_9^2 + 0,73 \cdot X_2 + \\ & + 0,713 \cdot X_5 + 0,163 \cdot X_7 + 0,163 \cdot X_8 + 1,78 \cdot X_9 + 1,119 \cdot X_2 \cdot X_5 + 0,248 \cdot X_2 \cdot X_7 + \\ & + 1,085 \cdot X_2 \cdot X_8 + 1,548 \cdot X_2 \cdot X_9 - 0,119 \cdot X_5 \cdot X_7 + 1,744 \cdot X_5 \cdot X_8 + 0,306 \cdot X_5 \cdot X_9 + \\ & + 1,19 \cdot X_7 \cdot X_8 + 1,852 \cdot X_7 \cdot X_9 + 0,39 \cdot X_8 \cdot X_9 \end{aligned} \quad (3)$$

Дослідження поведінки критеріїв оптимізації залежно від зміни незалежних факторів проводитимемо з використанням методу двомірних перетинів.

Аналізуючи рівняння (1-3) можна зробити висновок про найбільший вплив на якість виконання технологічного процесу довжини приймально-підготовчої камери (X_2), вологості м'ятки (X_5) і температури нагріву (X_7). Про це свідчить найбільше значення коефіцієнтів при цих факторах в рівняннях регресії.

Висновок

1 Розробка сучасного обладнання для переробки насіння олійних культур є одною з актуальних проблем галузі машинобудування. Аналіз роботи відомих конструкцій пресів дозволив визначити проблемні питання і, як наслідок, запропонувати конструктивні вдосконалення, що сприятимуть підвищенню продуктивності та збільшенню ефективності технологічного процесу відокремлення олії. Лабораторну установку, яку виконано для проведення досліджень оснащено паро утворюючим пристроєм, що дозволяє інтенсифікувати процес пресування олії, а здійснення подовження леєрного барабану сприяє збільшенню виходу олії.

2 Проведення оптимізації технологічного процесу вимагає визначення основних критеріїв, до яких віднесено процентний вихід олії (ВО), енергоємність процесу (ЕП), продуктивність процесу (ПП) і створення математичних моделей, що адекватно описують сам технологічний процес.

3 Статистична обробка експериментальних даних дозволила отримати рівняння регресії, аналіз яких допоміг визначити найбільш впливові на якість технологічного процесу фактори до яких віднесено довжину приймально-підготовчої камери зерного барабану (X_2), вологість м'ятки (X_5) і температуру нагріву технологічної маси (X_7).

Література: 1. Кошевой Е.П. Оборудование для производства растительных масел - М.: Агропромиздат, 1991. – 208 с. 2. Масликов В.А. Технологическое оборудование производства растительных масел. - М.: Пищевая промышленность. - 1974. - 439 с. 3. Щербаков В.Г. Технология получения растительных масел. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1992. 4. Технология производства растительных масел / В. М. Копейковский, С.И. Данильчук, Г. Н. Гарбузова и др. / Под ред. В. М. Копейковского. – М.: Легкая и пищевая промышленность. – 1982. – 416 с. 5. Гавриленко И.В. Оборудование для производства растительных масел - М.: Пищевая промышленность. - 1972. 6. Львовский Е.Н. Статистические методы построения эмпирических формул. - М.: Высшая школа.

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОГО РІШЕННЯ ШНЕКОВОГО ПРЕСУ З ПРОПАРИЮЮЧИМ ПРИСТРОЄМ

Горбенко О.А., Иванов Г.О., Стрельцов В.В.

Проводиться аналіз відомих конструкцій устаткування для пресування масла з сирого матеріалу. Результати експериментальних досліджень процесу пресування отримані із застосуванням лабораторного регулювання гвинтового преса вдосконаленої конструкції.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНОГО РЕШЕНИЯ ШНЕКОВОГО ПРЕССА С ПРОПАРИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ

Горбенко О.А., Иванов Г.О., Стрельцов В.В.

Проводится анализ известных конструкций оборудования для прессования масла из сырого материала. Результаты экспериментальных исследований процесса прессования получены с применением лабораторного регулирования винтового пресса усовершенствованной конструкции.

GROUND OF STRUCTURAL DECISION SCREW THE PRESS WITH STEAMING THOROUGHLY DEVICE

Gorbenko O.A., Ivanov G.O., Strel'cov V.V.

The analysis of the known constructions of equipment is conducted for pressing of oily raw material. The results of experimental researches of process of pressing are resulted with the use of the laboratory setting of screw press of the improved construction.

Ключові слова: аналіз, пресування насіння, паро утворюючий пристрій, гвинтовий прес, математична модель

ОПТИМИЗАЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ КРУПНЫХ ДИСКООБРАЗНЫХ ДЕТАЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МНОГОМЕРНЫХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЯДОВ

Статическая балансировка крупных дискообразных деталей с отверстиями (зубчатые колеса и др.) производится при сборке изделий на стационарных стендах с параллельными призмами, на которые детали, предварительно насаженные на валы или оправки, устанавливают с горизонтальным положением оси, а их дисбаланс определяют по контрольному моменту с помощью соответствующих грузов [1].

Изготовление необходимых для этого специальных фальшвалов, переходных съемных колец и другой технологической оснастки удорожает операцию. К тому же огромные стенды для крупногабаритных деталей занимают значительную часть сборочной площади цеха.

Более совершенным является способ статической балансировки дискообразных деталей при вертикальном положении их осей [2], для чего они подвешиваются с помощью специального центрирующего устройства над контрольной плитой.

Целью данной работы является разработка путей возможной оптимизации схем балансировочной системы устройство-деталь, позволяющей выбрать наиболее рациональные конструктивные параметры центрирующих устройств проведения технологической операции с вертикальным положением осей балансируемых деталей.

Рассматриваемые детали являются жесткими роторами, поскольку их дисбаланс практически не изменяется с изменением частоты вращения, и поэтому для описания неуравновешенности достаточно использовать только главный вектор и главный момент дисбалансов, а положение всех масс сохраняется практически неизменным друг относительно друга во всем диапазоне частот вращения [3].

Дисбаланс этого вида ротора может быть представлен, как показано на рис. 1, а, когда главный вектор дисбалансов ротора \vec{U}_r^p при указанном его центре масс CM приложен к центру дисбаланса CU с минимальными (по модулю) кососимметричными дисбалансами a в плоскости, перпендикулярной к направлению главного вектора дисбалансов (под центром дисбаланса понимают точку на оси ротора, куда относят главный вектор дисбалансов, так чтобы главный момент дисбалансов достигал своего минимума [3]).

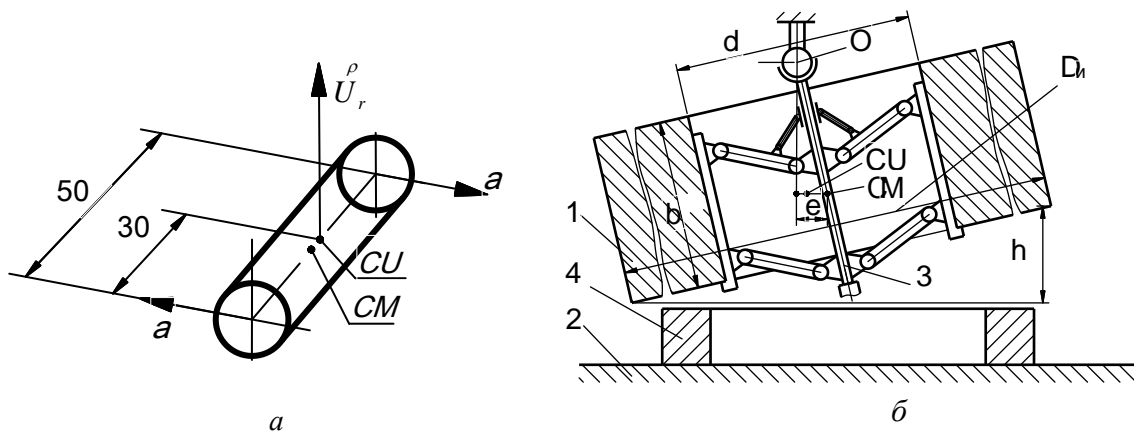


Рис. 1 — Представление статического дисбаланса (а) и схема его определения у деталей типа дисков (б)

В соответствии с принципиальной схемой балансировки (рис.1,б) деталь 1 подвешивают над контрольной плитой 2 базовым торцом вниз с помощью устройства 3, в котором конструктивно объединены механизмы центрирования, поворота и выключения [4,5]. Под действием неуравновешенной массы деталь поворачивается на угол α , определяющий меру чувствительности балансировки. После определения величины дисбаланса деталь устанавливают на подставку 4, а при дальнейшем опускании устройства в результате срабатывания механизма выключения (на схеме не показан), в сложенном положении устройство выводится из отверстия детали.

Дисбаланс подвешенной детали можно представить как полностью уравновешенная система массой m , установленная с эксцентриситетом e относительно геометрической оси механизма центрирования или как её неуравновешенную массу m_n на расстоянии $D_p/2$ от этой оси:

$$D_s = me = (m_d + m_y)e = m_n D_p / 2, \quad (1)$$

где m_d и m_y — массы соответственно балансируемой детали и устройства; m_n — неуравновешенная масса на расчетном диаметре D_p .

Поскольку угол α , на который отклоняется система, мал (см. рис. 1,б), можно с достаточной степенью точности считать, что

$$\sin \alpha = (e - \mu) / c, \quad (2)$$

где μ - остаточное смещение центра масс системы, обусловленное погрешностями центрирования и потерями на трение в механизме поворота, например, в виде шаровой опоры [6];

Координаты центров масс составляющих системы связаны соотношением:

$$mc = m_d c_d + m_y c_y, \quad (3)$$

где c_d и c_y — соответственно расстояния центров масс балансируемой детали и устройства до точки поворота.

Из зависимостей (1), (2) и (3) нетрудно получить, что

$$\sin \alpha = (m_n D_p / 2 - \mu m) / (m_d c_d + m_y c_y).$$

Дисбаланс детали удобно определять по отклонению h базового торца от горизонтальной плоскости на диаметре измерения D_u .

Поскольку $\sin \alpha = h / D_u$,

$$h / D_u = (D_s - \mu m) / (m_d c_d + m_y c_y) \quad (4)$$

Из схемы взаимосвязи конструктивных параметров центрирующего устройства (рис. 2,а) нетрудно получить, что

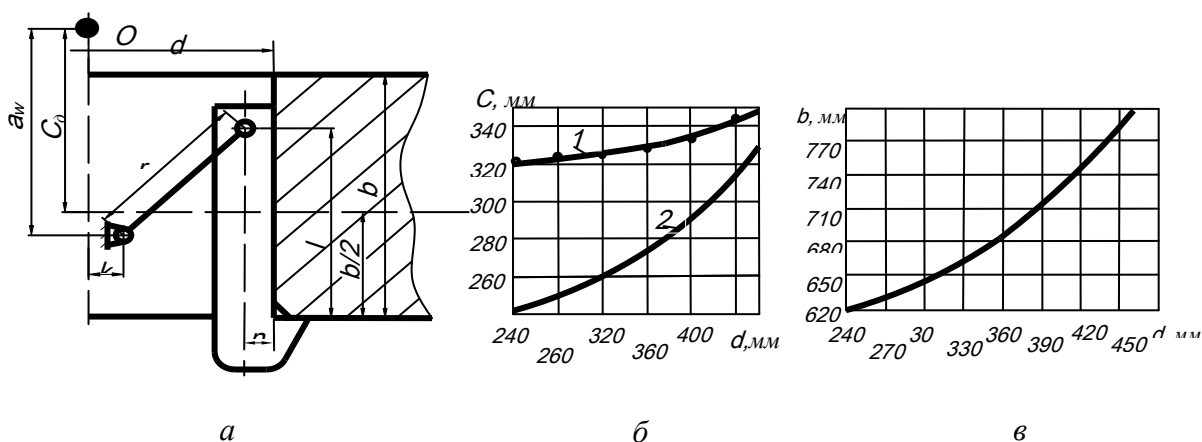


Рис. 2 — К расчету соотношения конструктивных параметров устройств

$$c_d = a_w + l - \sqrt{r^2 - (d/2 - k - n)^2} - b/2 \quad (5)$$

где a_w, l, r, k, n — конструктивные постоянные устройств.

Что касается величины c_y , то, поскольку она зависит от положения центрирующего механизма, то есть, от диаметра отверстия d , зависимость $c_y=f(d)$ легко получить экспериментально, для чего составляющие устройства поочередно фиксируют в положениях, соответствующих разным значениям d и подвешивают на нити относительно горизонтальной контрольной линейки.

Так же экспериментально может быть определено остаточное смещение центра масс системы μ . Для этого с помощью устройства над контрольной плитой необходимо подвесить эталонный диск, то есть, ротор с остаточным дисбалансом, близким к 0, и определить систематические погрешности посредством индексной балансировки, а случайные — посредством стандартных процедур и оценки их методом нескольких пусков по [3], добиваясь уменьшения последних до величины, не превышающей порога чувствительности устройства по дисбалансу.

На рис. 2,б в качестве примера показаны для устройства [6] с $d = 240-460$ мм зависимости c_y (кривая 1) и c_d (2), а на рис. 2,в — зависимость наибольшей ширины балансируемых деталей (по формуле (5) при $c_d=0$).

При необходимости для снижения погрешностей, обусловленных неточностями центрирования устройства из-за люфтов в шарнирах параллелограммов (неравномерная выборка их приводит к несовпадению осей отверстий детали и устройства) возможно использование устройств, приведенных на рис. 3.

В устройстве [7] центрирующий механизм (рис. 3,а) также выполнен в виде расположенных друг относительно друга под углом 120° в плане трех шарнирных многозвенников 1, 2, 3 и 4, в каждом из которых общее центральное звено 2 выполнено в виде прямого конуса, по которому могут скользить выполненные в виде обратного конуса звенья 1. Аналогично предыдущим вариантам конструкций для механизации складывания многозвенников при вводе и выводе устройства из отверстия балансируемой детали 5 служит механизм с воронкообразной муфтой 6.

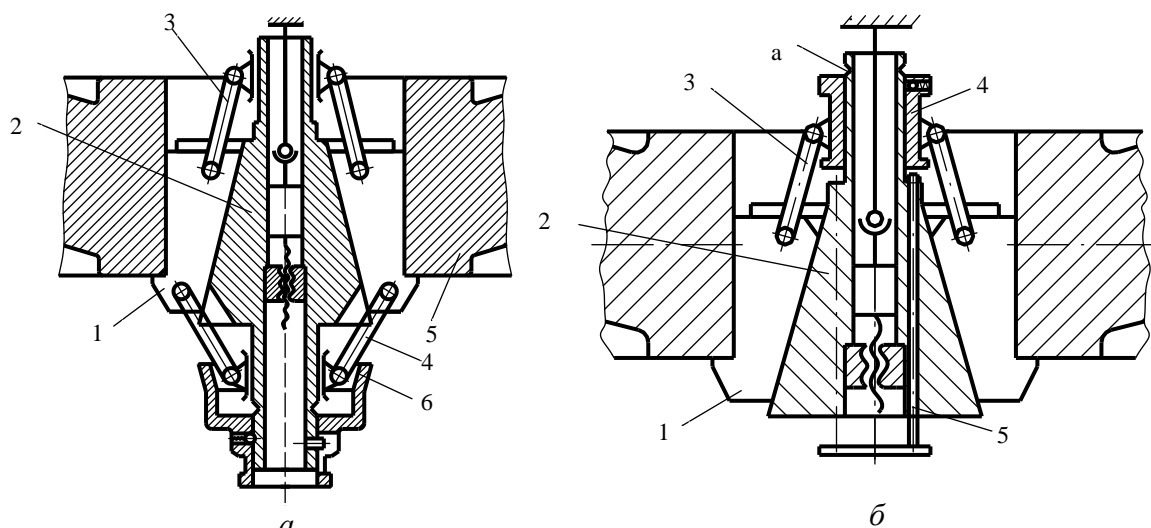


Рис. 3— Принципиальные схемы устройств с коническим центральным звеном

При определенных соотношениях размеров балансируемых деталей рационально использовать механизм складывания устройства [8] по варианту рис. 3,б, где он взаимодействует не с нижними стержнями многозвенников, а с верхней общей втулкой 4, для чего исполнительный орган механизма выполнен в виде стержня-толкателя 5, который тянет за собой центрирующие ползуны 2, то есть, действует не как толкающая, а как тянущая сила, что уменьшает трение и облегчает работу механизма.

К основным параметрам следует отнести предельные диаметры балансируемых деталей, их наибольшую ширину, наибольшую массу, к вспомогательным параметрам – диаметр центрального шара и сферической опорной поверхности поворотного механизма, а в устройствах на рис.3 – еще и угол конуса сопрягаемых поверхностей. Поскольку построение параметрического ряда только для одного главного параметра не позволяет проектировать рассматриваемые устройства с другими оптимальными параметрами, целесообразно использовать построение многомерных параметрических рядов главного параметра, охватывающих всю номенклатуру не только основных, но и вспомогательных параметров изделия, используя один из методов [9].

Обычно при конструировании машин, механизмов, приспособлений в качестве главного параметра (он будет базой для оптимизации остальных параметров) принимают из числа основных тот, который является наиболее полно наиболее важной эксплуатационной характеристикой и может измениться лишь при разработке более совершенной конструкции.

Здесь наиболее целесообразно в качестве главного параметра принять диаметр отверстий балансируемых деталей, определяющий возможность размещения в таком отверстии устройства с наименьшими размерами и, с другой стороны, предельную грузоподъемность. Этот параметр является к тому же общим для всех возможных конструкций устройств [4,5,7,8].

В практике проектирования принято строить ряды по рекомендованной ISO геометрической прогрессии на основе целых степеней десяти, в которых происходит десятикратное увеличение каждого i -го члена. Наиболее удобными для практики признаны ряды, у которых первый член a_1 – одно из чисел с единственной значащей цифрой в виде 1, а знаменатель $\varphi = \sqrt[n]{10}$. Если принять $d_{min} = 100$ мм, то при знаменателе $R5 = \sqrt[5]{10} \approx 1,6$ получим для этого главного параметра ряд 100, 160, 250, 400 мм.

При построении многомерных параметрических рядов, связывающих значения главного параметра со вспомогательными, взаимосвязи между ними с учетом конкретной номенклатуры могут быть представлены с помощью параметрической матрицы, на основе которой строятся ряды значений вспомогательных параметров, определяется относительная погрешность главного параметра и определяется рабочая область по методам горизонтальных или вертикальных прямых [9].

Определение дисбаланса может быть проведено посредством установки корректирующих масс в процессе балансировки или путём математической интерпретации результатов оптимизации системы [3].

Первый способ рекомендуется для определения дисбаланса деталей с несимметричным расположением ступицы относительно обода, а также в случаях с относительно жесткими требованиями к допустимому остаточному дисбалансу, а реализация второго способа возможна, например, с использованием номограмм (рис.4).

Номограмма приведена как вариант для вышеприведенного устройства балансировки деталей с размерами $d = 240-460$ мм, $b = 620-800$ мм и массой до 3-3,2 т и построена по [10] на основе полученной в результате преобразования зависимостей (4) и (5) общей формулы для определения дисбаланса симметричных дискообразных деталей:

$$D_s = h / D_u \left\{ m_o \left[l + a_w - \sqrt{r^2 - (d/2 - k - n)^2} - b/2 \right] + m_y \cdot c_y \right\} + \mu (m_o + m_y)$$

Как видно из примера, вначале по значениям $b = 650$ мм, $d = 435$ мм определяют величину $c_o = 50$ мм, затем расстояние между точками $D_u = 1500$ мм и $h = 5$ мм на транспаранте откладывают измерителем с учетом известной массы детали $m = 1.5$ т от точки в поле (m, c_o) в бинарное поле (m, D_s) , где получают ответ $D_s = 430$ кгмм.

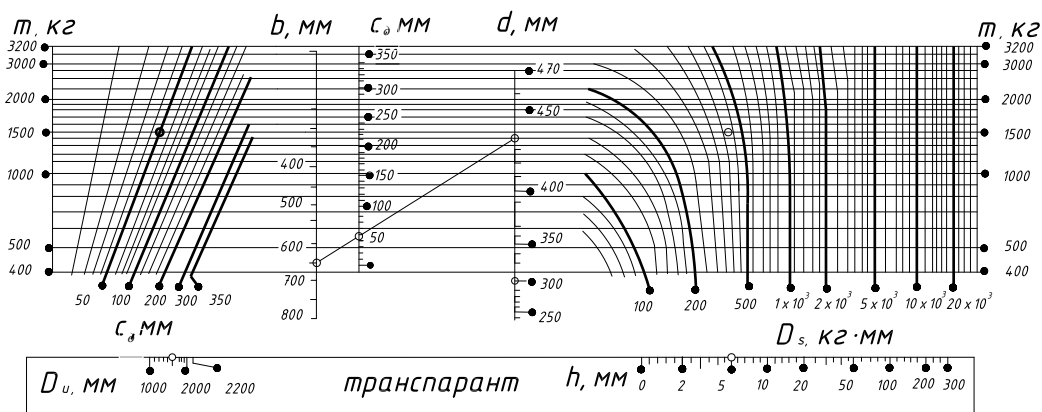


Рис. 4 - Составная прозрачная номограмма определения статического дисбаланса дискообразных деталей

Поскольку при номографировании производилась логарифмическая анаморфоза, погрешность результатов не превышает 3% [10].

В настоящее время на основе материалов проведенных исследований по предложению завода «Тяжмаш» (г. Сызрань, Россия) прорабатывается вопрос о разработке совместно с НИИПТМАШ (г. Краматорск) и внедрению устройств статической балансировки деталей типа крупных зубчатых колес конструкции и номенклатуры этого предприятия.

Для установления значений остаточных дисбалансов могут быть использованы новые подходы к определению погрешностей оценки с учетом критериев изготовителя и заказчика, приведенных в [3] и [11].

Выводы

1 Предложены устройства статической балансировки крупных дискообразных деталей, при рабочем проектировании которых следует искать обоснованный компромисс между возможной универсальностью устройств и приемлемым значением остаточного дисбаланса.

2 Оптимизация балансировочной системы для конкретной номенклатуры роторов должна выполняться с использованием многомерных рядов и разработкой параметрической матрицы, где главным параметром является диаметр отверстий балансируемых деталей.

3 Показана возможность определения дисбаланса симметричных деталей путем математической интерпретации результатов оптимизации.

Литература: 1. Замятин В.К. Технология и оснащение сборочного производства машиноприборостроения. - М.: Машиностроение, 1995. – 608 с. 2. Жабин А.И., Новый способ статической балансировки деталей типа дисков/ Жабин А.И., Мартынов А.П., В.Кноблех В.П., // Вестник машиностроения. 1982. —№3. — с.65-67. 3. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 1. Определение допустимого дисбаланса: ГОСТ ИСО 1940-1—2007— [Введен с 2008-07-01] —М.: ИПК, Изд-во стандартов, 2007. — 22с. 4. Устройство для статической балансировки. А.с. 345392 СССР, М Кл. G01m /Солод А.В., Жабин А.И., Мартынов А.П., В.Кноблех В.П., Чигиринцев И.С. (СССР); опубл. Бюл. №22, 1972. 5. Устройство для статической балансировки. А.с. 629459 СССР, М Кл. G01m / Мартынов А.П., Жабин А.И., В.Кноблех В.П., Чигиринцев И.С. (СССР); опубл. Бюл. №39, 1978. 6. Мартынов А.П., Устройство для статической балансировки //НИИИнформтяжмаш, 1973. —№095, серия 10-11. —4с. 7. Устройство для статической балансировки деталей типа дисков. А.с.692343 СССР УДК 620.1.05:24(088.24) / Мартынов А.П., Жабин А.И., (СССР); опубл. Бюл. №22, 1979. 8. Пристрій для статичного балансування Пат. України №42954А /Мартынов А.П., Чижиков О.Г.; заявник і патентовласник Донбаська державна машинобудівна академія опубл. Бюл. №10, 2001. 9. Киселев С.С. Методы определения значений параметров при построении многомерных рядов // Металлообработка, 2008. —№2 —С.46-49. 10. Хованский Г.С. Методы номографирования. Изд-во ВЦ АН СССР, М.,1984. — 272с. 11. Вибрация. Требования к качеству балансировки жестких роторов. Часть 2. Учет погрешностей остаточного дисбаланса: ГОСТ ИСО 1940-2—99— [Введен с 2001-01-01] — М.: Изд-во стандартов, 2000. — 12с.

ОПТИМІЗАЦІЯ БАЛАНСИРОВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ КРУПНИХ ДИСКОПОДІБНИХ ДЕТАЛЕЙ З ВИКОРИСТАННЯМ БАГАТОВИМІРНИХ ПАРАМЕТРИЧНИХ РЯДІВ

Мартинов А.П., Стародубцев І.М.

Запропоновані схеми і досліджені можливості оптимізації балансувальних систем крупних дископодібних деталей з вертикальним розташуванням їхніх осей. Математична інтерпретація у вигляді номограм і результатів передбачається реалізувати за пропозицією російського заводу стосовно його конкретної номенклатури.

ОПТИМИЗАЦИЯ БАЛАНСИРОВОЧНОЙ СИСТЕМЫ КРУПНЫХ ДИСКООБРАЗНЫХ ДЕТАЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МНОГОМЕРНЫХ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ РЯДОВ

Мартынов А.П., Стародубцев И.Н.

Предложены схемы и исследованы возможности оптимизации балансировочных систем крупных дискообразных деталей с вертикальным положением их осей. Математическая интерпретация в виде номограмм и результаты предполагается реализовать по предложению российского завода применительно к его номенклатуре.

OPTIMISATION OF THE BALANCED SYSTEM OF LARGE DISKYPARTS WITH THE USE OF MANY-SIRED PARAMETRICAL NUMBERS

Martynov A.P., Starodubtsev I.N.

There offered the schemes and investigated the possibilities of optimization of the balanced systems of large disking parts with vertical position of their axes with the use of the multi-sized parametrical numbers. The main parameter is considered to be the parameter of the balanced parts holes taking into account the arrangement of the device with smallest sires, and the turning mechanism in the form of the spherical support. The composite monogram is developed for mathematical interpretation of the calculation parameters. The question on the realization of the results at one of the heavy engineering plants in Russia is being discussed.

Ключевые слова: балансировка, центр масс системы, главный вектор дисбаланса, оптимизация, многомерные ряды, параметры конструкции.

Горбенко О.А., Іванов Г.О., Чебан А.Я.
МДАУ, Миколаїв, Україна

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ РІШЕННЯ МАШИНИ ДЛЯ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ПОДРІБНЕННЯ СИРОВИНИ

Вступ

Комплексна механізація виробничих процесів в галузі переробки с.г. продукції потребує створення та удосконалення вітчизняного технологічного обладнання, що задовольнятиме найсучаснішим вимогам і тенденціям розвитку виробництва високоякісної конкурентноздатної продукції, в тому числі це стосується і переробки плодоовочевої сировини.

Збільшення споживчого попиту на продукцію консервування цього виду сировини робить необхідним використання машин та обладнання технологічних ліній, що максимально зберігають біологічну цінність плодів і ягід, запобігають створенню небезпечних екологічних ситуацій, попереджують екологічне забруднення навколишнього середовища. Впровадження сучасного технологічного обладнання дозволить досягти зниження енерго- і ресурсоємності, підвищення продуктивності [2;3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій

Розробка вітчизняного обладнання для ліній по переробці плодоовочевої та ягідної сировини можлива на базі глибокого аналізу патентно-інформаційних джерел, теоретичних досліджень технологічного процесу, вивчення конструктивних особливостей машин та їх кінематичних параметрів, здійснення експериментальних досліджень механіко-технологічних властивостей об'єкту переробки.

При виконанні науково-дослідної роботи увагу приділено процесу отримання сокової продукції, що ґрунтується на механічній роботі, пов'язаній зі зміною форми, розмірів, структури та властивостей сировини, яка підлягає механічній обробці. Базовими операціями цього технологічного процесу є подрібнення і протирання [1].

Вивчення позитивних і негативних сторін роботи машин для подрібнення та протирання сировини, що має відмінні фізико-механічні характеристики, аналіз теоретичних аспектів процесу є необхідним при розробці конструктивного рішення машини, використання якої може забезпечити одночасне виконання двох операції (подрібнення і протирання).

Впровадження в технологічну лінію такої машини дозволить скоротити кількість технологічного обладнання лінії, здійснити інтенсифікацію процесу, зменшити енергоємність.

Після виконання аналізу відомих конструкцій подрібнюючих машин визначено за прототип подрібнювального пристрою машини для подрібнення та протирання пульпи прийнято робочий орган дробарки з зубчастими валками, що застосовується для подрібнення плодів і овочів. Валки оснащено серповидними ножами, а подрібнення плодів здійснюється при потраплянні їх між ножами валків, що обертаються з різною швидкістю назустріч один одному [4;5].

Процес розділення рослинної сировини на сік з м'якоттю та відходи виконують протиральні машини і фінішери. Ці машини застосовують для забезпечення високої якості розділення (сепарації) технологічної маси, досягнення мінімальної кількості відходів, однорідності протертого напівфабрикату (соку з м'якоттю). Визначено, що на якість роботи протиральної машини має великий вплив стабільність подачі маси сировини всередину протиального барабану, досягнення якої є проблемним моментом в роботі машини [7].

Відоме комплектне технологічне обладнання ліній по переробці плодоовочевої продукції, в яке входять проаналізовані машини для подрібнення і протирання має велику металоємність, енергоємність і застосування такого варіанту, в умовах сільськогосподарських підприємств, що розвивають напрямок переробки с.г. продукції є недоцільним і потребують компактного, енергоефективного обладнання. Аналіз технологічного процесу та конструкцій комплекту машин та обладнання підтверджує, що використання в лінії по переробці плодоовочевої сировини на сік, машини, які будуть ефективно поєднувати виконання двох або декількох операцій і при цьому не втрачати якість продукції може бути запропоновано для впровадження в господарствах з достатньою сировинною базою [2;6].

Постановка завдання

Дослідження закономірностей, які визначають вплив конструктивно-технологічних параметрів машин для подрібнення та протирання сировини на показники технологічного процесу отримання соку, робить можливим здійснення оптимізації виробничого процесу за рахунок поєднання двох технологічних операцій.

Для вирішення цієї задачі пропонується конструктивне рішення машини, що має багатоступеневе подрібнення, і дозволяє поступову зміну фізичного стану сировини в процесі подрібнення. Такий підхід дозволить здійснити інтенсифікацію процесу і досягти збільшення виходу соку з м'якоттю за рахунок використання попереднього подрібнення в зоні приймання продукції та додаткового – під час транспортування маси в зону протирання.

Виклад основного матеріалу

В ході виконання науково-дослідної роботи було розроблено конструкцію лабораторної установки і проведено дослідження процесу з метою оптимізації конструктивно-технологічних параметрів.

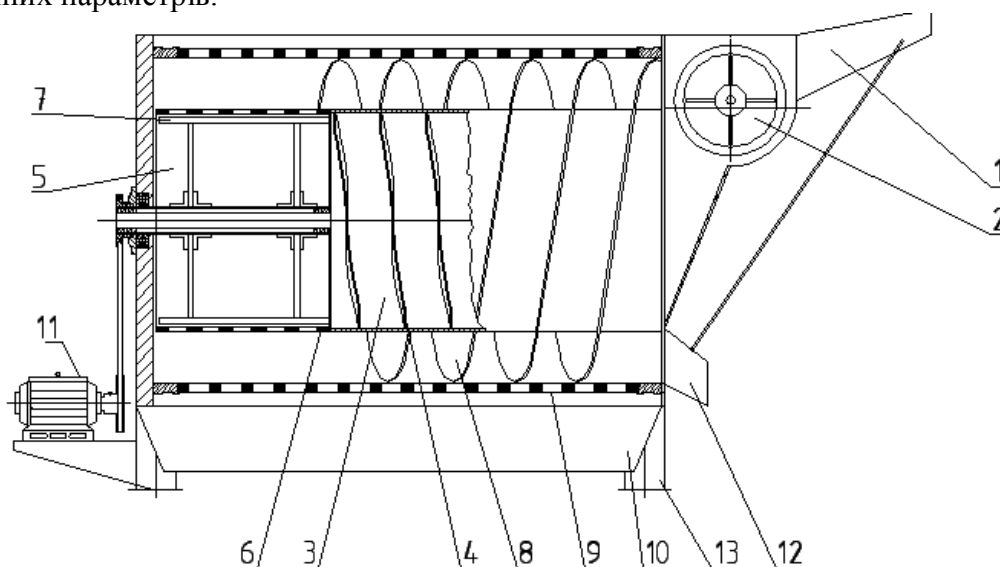


Рис. 1 – Лабораторна установка для отримання соку з м'якоттю

Конструкція лабораторної установки (рис.1) складається з приймальної горловини 1 та робочого органу первинного подрібнення 2, внутрішнього барабану 3, в середині якого розміщено витки шнеку 4 що, виконують функцію додаткового подрібнення та транспортування маси до протиральної камери 5. В камері 5 виконується процес протирання подрібненої маси в склад якої входить сік та мезга крізь отвори решітного барабану, що обертається назустріч лопатям протирального органу. Система віджиму соку і видалення відходів виконана в вигляді зовнішнього шнека 8 розміщеного на зовнішній поверхні

внутрішнього барабану 6 в зоні що не має перфорації та зовнішнього перфорованого барабану 9, піддон 10 служить для збору соку. Обертання робочого органу первинного подрібнення 2, та зовнішнього перфорованого решітного барабану 9 і внутрішнього барабану 6 забезпечує електропривод, обертання протиральних пластин 7 здійснюється від приводу 11. Вивантаження відходів здійснюється крізь лоток 12. Монтаж машини виконується на рамі 13.

Робочий процес відбувається наступним чином. Сировина крізь завантажувальний бункер 1 направляється на первинне подрібнення подрібнювальним пристроєм 2. Під час транспортування до протиральної камери 5 витками шнеку 3 виконується додаткове подрібнення, а підготовлена технологічна маса поступає в протиральну камеру, де здійснюється протирання пластинами 4. Відокремлений сік проходить крізь отвори зовнішнього перфорованого барабану 9.

Витки шнека 8 можуть бути виконані конічними зі зменшенням їх діаметру в напрямі руху технологічної маси, що забезпечує збільшення зазору між перфорованою поверхнею барабана 9 і витками 8. Це запобігає забиванню і заклинюванню шнека. Пластини протиральної камери можуть бути закріплені під кутом до його поздовжньої осі, що полегшує процес протирання і прохід оброблюваного матеріалу у внутрішню порожнину. Відходи витками шнеку 8 направляються до вивантажувального лотка 12.

Висновки

1 Доцільність впровадження описаної в статті конструкції в виробничих умовах може бути впроваджується можливістю поєднання двох технологічних операцій в одному технологічному циклі, що сприяє зменшенню енергоємності та металоємності комплектного обладнання лінії.

2 Використання лабораторної установки для проведення подальших експериментальних досліджень зробить можливим обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів машини для подрібнення і протирання плодоовочевої сировини.

Література: 1. Пастушенко С.І., Горбенко О.А., Чебан О.Я., Шляхи оптимізації технологічного процесу переробки плодоовочевої та ягідної сировини на сік. 2. Гореньков Э.С., Биберган В.Л. Оборудование консервного производства: переработка плодов и овощей. Справочник. –М.: Агропромиздат, 1989.-256с. 3. Горбатьок В.И. Процессы и аппараты пищевых производств. – М.: Колос, 1999. – 335с., ил. 4. Гулій І.С., Пушанко М.М. і др. Обладнання підприємств переробної і харчової промисловості. –Вінниця:Нова книга,2001,-576с. 5. О.В. Дацишин, О.В. Гвоздев, Ф.Ю. Ялпачик, Ю.П. Рогач. Механізація переробки і зберігання плодоовочевої продукції; За ред. О.В. Дацишина – К.: Мета, 2003. – 288с.: іл. 6. Дикис М.Я., Мальский А.Н. Технологическое оборудование консервных заводов. – М.: Пищевая промышленность.-1973.-425с. 7. Кавецкий Г.Д., Королев А.В. Процессы и аппараты пищевых производств. – М.: Агропромиздат, 1991. – 432с.

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ РІШЕННЯ МАШИНИ ДЛЯ БАГАТОСТУПЕНЕВОГО ПОДРІБНЕННЯ СИРОВИНИ

Горбенко О.А., Іванов Г.О., Чебан А.Я.

Представлена в статті конструкція об'єднує дві технологічні операції в одному технологічному циклі. Таке об'єднання сприяє зменшенню енергоємності і металоємності комплектного устаткування лінії.

КОНСТРУКТИВНО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ МАШИНЫ ДЛЯ МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ СЫРЬЯ

Горбенко О.А., Іванов Г.О., Чебан А.Я.

Представленная в статье конструкция объединяет две технологические операции в одном технологическом цикле. Такое объединение способствует уменьшению энергоёмкости и металлоёмкости комплектного оборудования линии.

STRUCTURAL TECHNOLOGICAL DECISION OF MACHINE FOR MULTI-STAGE GROWING OF RAW MATERIAL

Gorbenko O.A., Ivanov G.O., Cheban A.Y.

The construction presented in the article unites two technological operations in one technological loop. Such association assists diminishing of power-hungryness and metal capacity of complete equipment of line.

Ключові слова: аналіз, виробничі умови, технологічна операція, технологічний цикл, енергоємності, металоємності

Мишура Е.В.
ДГМА, г. Краматорск, Украина

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Введение

Рассматривая технологический процесс механической обработки как открытую систему, на которую оказывают влияние внешние факторы [], встает проблема необходимости создания перспективного подхода не только к повышению его эффективности, но и позволяющего системно повысить качество. Для этого необходимо выбрать и обосновать критерий оптимальности, учитывающий влияние на эффективность технологической операции факторов, сопровождающих производственную деятельность. По нашему мнению основой такого подхода может являться применение нового, комплексного критерия оптимальности технологической операции механообработки.

Основная часть

Целью данной работы будет являться выбор и обоснование комплексного критерия оптимальности технологической операции механической обработки, учитывающего влияние на эффективность технологической операции детерминированных и стохастических факторов.

Процессу функционирования сложных технологических систем и процессу их структуризации свойственна неопределенность, вызванная неполнотой информации об условиях эксплуатации, о качестве используемых систем. Вследствие множества варьируемых переменных и стохастического характера их начальных условий описание технологической операции встречает значительные математические трудности:

1. многофакторность и как следствие большая размерность задачи;
2. наличие скрытых взаимосвязей между факторами и их комплексное влияние на параметры технологической операции, часто трудно учитываемое;
3. сложность предоставления исходных данных, проявляющаяся из-за разнородности структуры технологических операций, отличия в режимах резания, возникающих вследствие широты диапазонов значений эмпирических коэффициентов и др.

Функциональная структура технологической системы должна интегрировать и обобщать теоретические знания и производственный опыт, заложенный в типовых технологических процессах деталей группы. Поэтому построение наиболее эффективной технологической операции возможно только при максимальном учете всех факторов, влияющих на ее работу, как технического, экономического, социального характера, так и условий влияния окружающей среды (рис. 1).



Рис. 1 - Факторы, влияющие на формирование структуры технологической операции механической обработки деталей

Основной задачей, решаемой при проектировании технологической операции и процесса механообработки, является выбор из многих технически возможных вариантов наилучшего с точки зрения требуемой производственной ситуации.

Выбор типа конструкции инструмента, его параметров, режимов резания, методов обслуживания технологической системы и, наконец, самого технологического процесса должен быть количественно обоснован с учетом комплекса технических, экономических и социальных факторов, а также метода оптимизации.

Технологический процесс, прежде всего, следует рассматривать как совокупность многих отдельных этапов. Этапы процесса могут быть представлены различными способами обработки. Для каждой ступени процесса экономически целесообразен доминирующий над остальными способ обработки.

Особенностями такого дискретного технологического процесса являются следующие:

1. между операциями процесса могут быть технически не реализуемые переходы;
2. стоимость какой-либо операции, например - формообразования, может зависеть от стоимости предыдущей операции.

Таким образом, целью проектирования технологического процесса является достижение минимальной стоимости процесса, а также получение максимально возможной производительности в условиях влияния слабо формализуемых факторов. Предпосылкой этому является оценка критериев на каждой операции. Поэтому составление оптимального по комплексному критерию процесса возможно только после оптимизации вариантов операций процесса. Следовательно, требованием оптимизации процесса является параметризация способа обработки.

В задачах, решаемых с помощью оптимизации технологических процессов, вид критериев оптимизации может быть различным. Основные виды используемых критериев оптимизации объединяют в следующие группы:

– экономические критерии: минимальная технологическая себестоимость, наименьшие приведенные затраты, наибольшая прибыль, максимальная рентабельность, минимальный уровень отдельных видов затрат на производство (минимальные затраты по заработной плате), минимальные затраты на электрическую и другие виды энергии, на основные и вспомогательные материалы и другие статьи);

– технико-экономические критерии: максимальная производительность, наименьшее штучное, основное и вспомогательное время, минимальная станкоемкость изготовления изделия.

Эти критерии обеспечивают следование двум принципам, которые лежат в основе разработки производственных процессов: принципам технической и экономической целесообразности. В соответствии с первым принципом технологический процесс должен обеспечить выполнение всех технических требований на изготовление изделия, а второй принцип определяет условия, обеспечивающие минимальные затраты труда и наименьшие издержки производства.

Используя системообразующие принципы, обозначим общий или комплексный критерий, являющийся основным при оптимизации технологических операций.

Предлагаемый комплексный критерий F оптимальности представляет собой аддитивную свертку частных критериев K_i , снабженных весовыми коэффициентами f_i :

Форма комплексного критерия может быть задана следующим образом:

$$F = -f_1 C(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_2 Q(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_3 HT(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) + f_4 MT(\bar{X}_{xf}; \bar{X}_{cf}) \quad (1)$$

где в качестве факторов, входящих в комплексный критерий, будут выступать: удельная стоимость технологической операции C у.е/мин, производительность технологической операции Q шт/мин, напряженность труда станочника HT , уровень мотивации труда станочника MT . Основными ограничениями будут являться точность и качество обработанной поверхности, характеризуемые показателями качества точности IT и шероховатостью Ra , мкм..

Поиск рациональных (оптимизируемых по критерию F) режимов обработки резанием на токарной операции и уровней мотивации и напряженности труда осуществляется методом полного перебора указанных факторов. Полученные вербальные описания нейросетевых моделей позволили выделить из факторов, входящих в модель технологической операции механообработки, наиболее значащие по критерию F и потому влияющие на процесс механообработки и позволяющие им управлять.

Поскольку сумма весовых коэффициентов комплексного критерия должна равняться единице, зададим весовые коэффициенты частным критериям, входящим в комплексный: $f_1 = 0,2$, $f_2 = 0,4$, $f_3 = 0,2$, $f_4 = 0,2$. Это значит, что приоритетным направлением при оптимизации является рост производительности технологической операции, его коэффициент составит $f_2 = 0,4$; при заданном уровне качества обрабатываемой поверхности ($f_4 = 0,2$), учитывая требования к точности обработки ($f_3 = 0,2$) и снижению стоимости обработки ($f_1 = 0,2$).

Результаты при заданных весовых коэффициентах представлены на рис.2.

Полученные значения позволяют сделать вывод о том, что при следующем уровне значимости: производительности Q шт/мин = 0,5; удельной стоимости C грн/мин = 0,2, точности обработки $IT = 0,2$ и качестве обработки Ra , мкм = 0,3 целесообразно использовать следующие режимы: скорость резания $V = 55$ м/мин, подача $S = 0,42$ мм/об, уровень напряженности труда станочника $HT = 5,5$ и уровень мотивации труда $MT = 5$.

При равных условиях, когда весовой коэффициент производительности технологической операции, составит $f_2 = 0,25$; весовой коэффициент точности обрабатываемой поверхности ($f_3 = 0,25$), весовой коэффициент качества обрабатываемой поверхности ($f_4 = 0,25$), весовой коэффициент стоимости обработки ($f_1 = 0,25$).

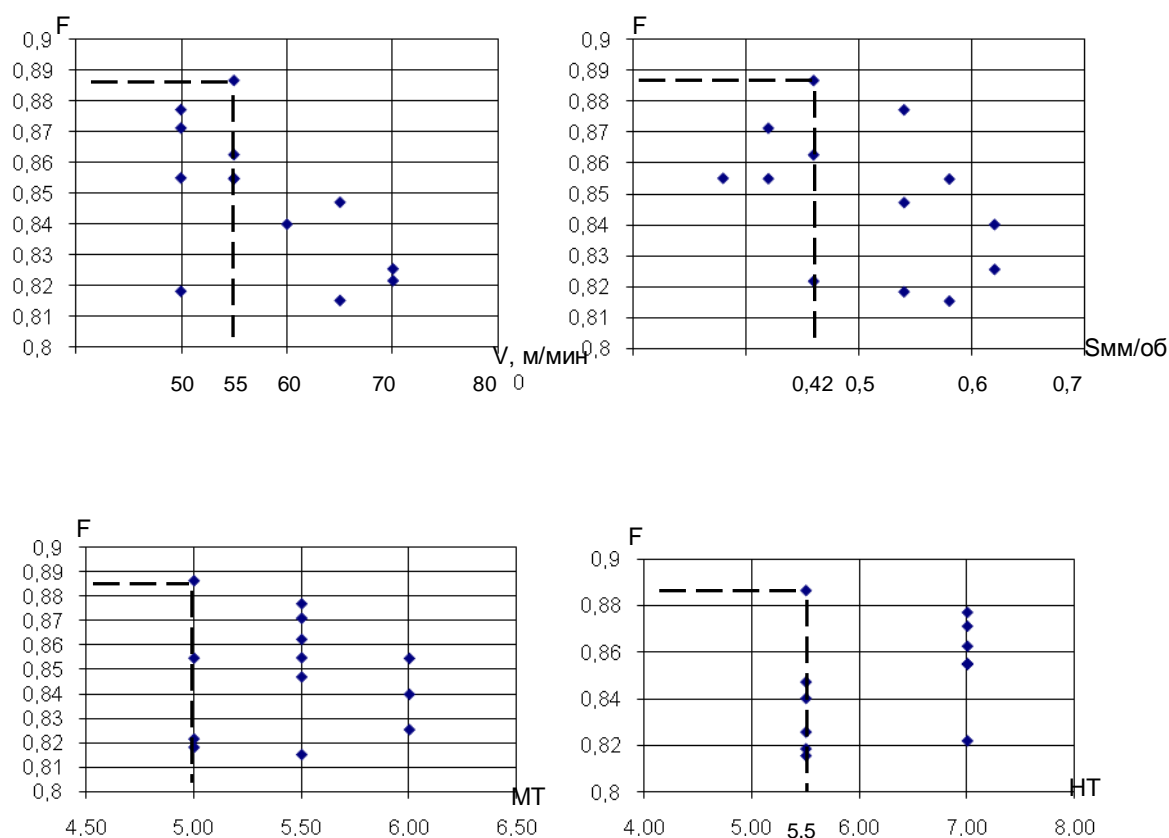


Рис. 2 - Результаты комплексной оптимизации сильно и слабо формализуемых факторов тяжелой токарной операции обработки валков холодного проката.

Выводы

Представленный в работе комплексный критерий является системой характеристик технологических операций отражающей способность производства генерировать ценность производимой продукции на всех этапах технологического процесса.

Преимуществами такого подхода будут являться:

1. Структура модели, отражающая особенности формирования комплексного критерия, идентифицируется с исходными данными, то есть с данными идентификационного множества.
2. При определении параметров математической модели комплексного критерия (причем комплексный критерий из-за неопределенности его вида заменяется идентификационной моделью) особо важным будет являться понятие значимости входов.
3. Входы модели комплексного критерия представляют собой частные критерии, построение которых может выполняться известными методами идентификации.
4. Выбор частных критериев осуществляется аналитически или на основе метода экспертных оценок.

С применением комплексного подхода к оптимизации технологических операций механообработки появляется возможность проектирования и оптимизации технологических операций не только с учетом технических требований, но и с учетом слабо формализуемых требований, предъявляемых к выпускаемой и реализуемой продукции.

Литература: 1. Автоматизация проектирования технологических процессов в машиностроении / В.С. Корсаков, Н.М. Капустин, К.-Х. Темпельгоф, Х. Лихтенберг; Под общ. ред. Н.М. Капустина. – М.: Машиностроение, 1995. – 304 с., ил. **2.** Еськов А.Л., Зуева Е.В. (Мишура Е.В.), Хагг Г.Л. Многокритериальная оптимизация процесса механообработки с учетом стабильности и трудового потенциала станочников. // Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем: Сб. статей. – Краматорск: ДГМА,

ВИБІР КРИТЕРІЇВ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРИ ОПТИМІЗАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

Мішура Є.В.

Розглянуті питання вибору й обґрунтування комплексного критерію оптимальності технологічної операції механічної обробки, що враховує вплив на ефективність технологічної операції детермінованих і стохастичних факторів. Запропонована форма комплексного критерію оптимальності, що представляє собою адитивну згортку окремих критеріїв з ваговими коефіцієнтами. Обґрунтовані вимоги, запропоновані до вибору комплексного критерію. Представлений приклад оптимізації токарної операції механічної обробки валка холодного прокату. Доведена необхідність застосування адитивної згортки нормованих значень окремих критеріїв, таких як питома вартість технологічної операції, продуктивність операції, квалітет точності, шорсткість обробленої поверхні; рівень мотивації праці; рівень напруженості праці верстатника.

ВЫБОР КРИТЕРИЕВ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Мишура Е.В.

Рассмотрены вопросы выбора и обоснования комплексного критерия оптимальности технологической операции механической обработки, учитывающего влияние на эффективность технологической операции детерминированных и стохастических факторов. Предложена форма комплексного критерия оптимальности, представляющего собой аддитивную свертку частных критериев снабженных весовыми коэффициентами. Обоснованы требования, предъявляемые к выбору комплексного критерия. Представлен пример оптимизации токарной операции механической обработки валка холодного проката. Доказана необходимость применения аддитивной свертки нормированных значений отдельных критериев, таких как удельная стоимость технологической операции, производительность операции, квалітет точности, шероховатость обработанной поверхности; уровень мотивации труда; уровень напряженности труда станочника.

THE CHOICE OF THE CRITERION EFFICIENCY AT OPTIMIZATION TECHNOLOGICAL SYSTEMS

Mishura E. V.

The question of choice ground of optimum complex criterion of machining technological operation is considered. It takes into account influence on efficiency of technological operation of the determined and stochastic factors. The form of optimum complex criterion founded on the additive furl of separate criteria of supplied by weighed coefficients is offered. The requirements offered to the choice of complex criterion are grounded. The presented example to optimization to turning operation of the mechanical processing валка cool rolling. Proved need of the using additive folding of normalized values of the separate criterion such as specific cost to technological operation, capacity to operations, qualities precision, roughness processed to surfaces; the level to motivations of the labor; the level to tension of the labor of the machine operator.

Ключевые слова: технологическая операция, оптимизация, аддитивная свертка, критерий, детерминированный, стохастический

А. Палюх

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ШОРСТКОСТІ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ ПРИ ОБРОБЛЕННІ РІЗЦЕВИМИ ГОЛОВКАМИ

Вступ

Соленоїди широко використовуються в теплообмінниках, радіаторах, конденсаторах, електрокалориферах, а також в установках для індукційного нагріву при гартуванні деталей. Тому проектування сучасних високопродуктивних технологічних процесів і технологічного оснащення для їх виготовлення є важливою і актуальною проблемою. Одним з параметрів якості виготовлення теплообмінників з базуючими гвинтовими канавками є шорсткість оброблюваних поверхонь корпусу з розсіювачем тепла. Від неї залежать експлуатаційні характеристики деталі при їх виготовленні і відновленні.

Питанням дослідження впливу режимів обробки на шорсткість оброблюваних поверхонь присвячені роботи авторів Анурьєва В.І., Аршинова В.А., Алексєєва Г.А., Гевка Б.М., Філоненка С.Н. [1, 2, 3, 4] та інших. Авторами розроблено ряд математичних моделей технологічного процесу проточування різних поверхонь на токарних верстатах, однак дані роботи не враховують ряду технологічних факторів і мають ряд припущень, що робить їх несумісними з реальними технологічними процесами на виробництві.

Робота виконується в рамках постанови Кабінету Міністрів України “Про розвиток сільськогосподарського машинобудування і забезпечення агропромислового комплексу конкурентноздатною технікою” на 2005...2010р.

Метою даної роботи є дослідження впливу режимів різання гвинтових канавок багатолезовими головками під елементи теплообмінників з виведенням емпіричної математичної залежності і встановленням величини впливу елементів технологічного процесу на шорсткість поверхні

Основна частина

Дослідження проводились на спеціальному пристрої для нарізання зовнішніх гвинтових канавок.

Типи гвинтових канавок і їх застосування представлено на рисунку 1.

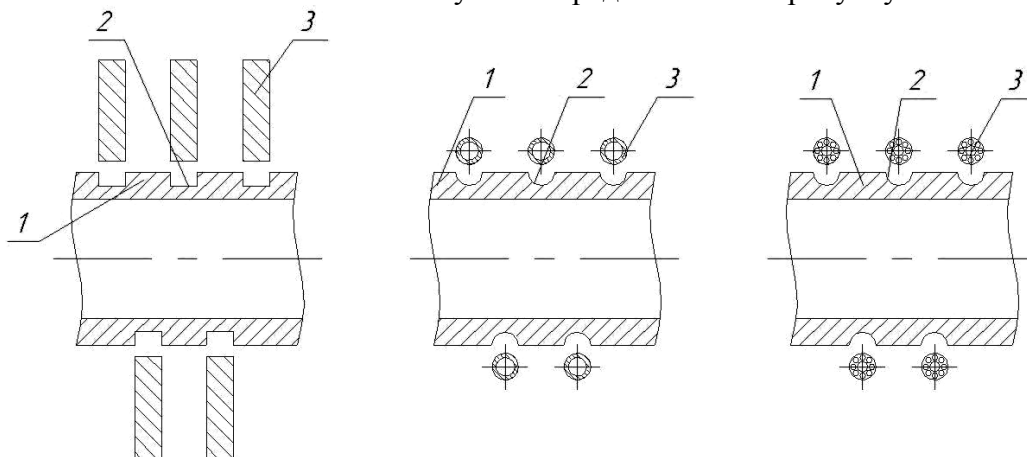


Рис. 1 – Технологічні схеми виготовлення гвинтових канавок на зовнішніх поверхнях циліндричних деталей для їх взаємодії з енергонесучими елементами:

1 – циліндрична базова деталь; 2 – канавка відповідної форми;

3 – енергонесучі елементи: а – гвинтових конвеєрів, теплообмінників;

б – теплообмінники з трубчастими соленоїдами; в – канато-намотні барабани піднімально-транспортних машин

По аналогії з дослідженнями проточування циліндричних поверхонь [1], зміну шорсткості можна представити емпіричною математичною залежністю:

$$Ra = C \cdot S^p \cdot \rho^q \cdot V^l \cdot (90^\circ + \gamma)^k, \quad (1)$$

де C – константа;

S – подача, мм/об;

ρ – радіус при вершині різця, мм;

V – швидкість різання, м/хв;

γ – передній кут різця, град;

p, q, l, k – показники степені при відповідних параметрах;

Як зазначалось вище, математична модель (1) не описує систему в цілому, а лише окремі фактори, які нас цікавлять.

Рівняння (1) можна представити в логарифмічній формі наступним чином:

$$\ln Ra = \ln C + p \ln S + q \ln \rho + l \ln V + k \ln(90 + \gamma), \quad (2)$$

або, враховуючи похибку експерименту ε :

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_4 x_4 + \varepsilon. \quad (3)$$

Експеримент сплановано на основі багатофакторного аналізу, тобто одночасно варіюванням усіх змінних факторів, $x_1(S)$, $x_2(\rho)$, $x_3(V)$, $x_4(90^\circ + \gamma)$. Щоб знайти залежність $Ra=f(S, \rho, V, 90^\circ + \gamma)$ використовували повний факторний експеримент типу 2^k , де k – кількість змінних незалежних факторів ($k=4$), що потребує реалізації 16 основних дослідів. Враховуючи те, що дисперсії в кожній точці факторного простору однорідні, було вирішено скористатись схемою реалізації експерименту з дублюванням в одній точці (у центрі плану) чотири рази.

Експериментальні дослідження показали, що ефекти взаємодії між досліджуваними факторами ($S, \rho, V, 90^\circ + \gamma$) є незначущими, що підтверджує достовірність шуканої моделі регресії (1). Вибір режимів оброблення проводився таким чином, щоб спростити кодування із врахуванням можливостей обладнання і граничних режимів, як це показано в табл. 1.

Таблиця 1

Результати кодування факторів та рівні їх варіювання

Рівні варіювання	Досліджувані фактори							
	радіус при вершині різця		подача		швидкість різання		сумарний передній кут	
	ρ , мм	x_1	S , мм/об	x_2	V , м/хв	x_3	$90^\circ + \gamma$, град	x_4
Верхній	8	+1	0,2	+1	130	+1	85	+1
Нульовий	6	0	0,15	0	100	0	80	0
Нижній	4	-1	0,1	-1	70	-1	75	-1

Зв'язок між кодованими x_i і натуральними факторами встановили за залежностями:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= \frac{2(\ln \rho - \ln 8)}{(\ln 8 - \ln 4)} + 1; \\ x_2 &= \frac{2(\ln S - \ln 0,2)}{(\ln 0,2 - \ln 0,1)} + 1; \\ x_3 &= \frac{2(\ln V - \ln 130)}{(\ln 130 - \ln 70)} + 1; \\ x_4 &= \frac{2(\ln(90 + \gamma) - \ln 85)}{(\ln 85 - \ln 75)} + 1. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В таблиці 2 наведено матрицю повного факторного експерименту та результати досліджень.

Таблиця 2

План-матриця експерименту і результати досліджень

№ досліджу	Кодові позначення				Ra, мкм	y=lnRa
	x ₁	x ₂	x ₃	x ₄		
1	-1	-1	-1	-1	1,38	0,32
2	1	-1	-1	-1	1,12	0,11
3	-1	1	-1	-1	2,16	0,77
4	1	1	-1	-1	1,76	0,57
5	-1	-1	1	-1	0,89	-0,12
6	1	-1	1	-1	0,73	-0,32
7	-1	1	1	-1	1,4	0,34
8	1	1	1	-1	1,14	0,13
9	-1	-1	-1	1	1,75	0,56
10	1	-1	-1	1	1,42	0,35
11	-1	1	-1	1	2,74	1,01
12	1	1	-1	1	2,23	0,80
13	-1	-1	1	1	1,13	0,12
14	1	-1	1	1	0,92	-0,08
15	-1	1	1	1	1,78	0,58
16	1	1	1	1	1,45	0,37
17	0	0	0	0	1,40	0,34
18	0	0	0	0	1,38	0,32
19	0	0	0	0	1,42	0,35
20	0	0	0	0	1,41	0,34

Тут, в плані експерименту, наприклад, за одиницю радіуса при вершині різця прийнято величину $\frac{\ln 8 - \ln 4}{2}$. Таким чином, радіус при вершині різця перетворювався шляхом ділення його на прийняту одиницю. Аналогічно аналізували подачу S , швидкість різання V_b , передній кут різця γ .

Дисперсія помилок спостереження визначена за результатами паралельних дослідів в центрі плану:

$$S_{n_0}^2 = \frac{\sum_{l=1}^{n_0} (y_{0l} - \bar{y}_0)^2}{n_0 - 1}, \quad (5)$$

де \bar{y}_0 - середнє значення експериментальних даних у центрі плану;

y_{0l} - значення експериментальних даних у центрі плану;

n_0 - кількість паралельних дослідів у центрі плану.

Вільний член b_0 і коефіцієнти b_i i -го фактору шуканої моделі обчислювали за формулами:

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^N \bar{y}_u}{N}; \quad (6)$$

$$b_i = \frac{\sum_{u=1}^N x_{iu} \bar{y}_u}{N}, \quad (7)$$

де x_{iu} - значення кодової змінної у відповідному стовпці плану експерименту;

\bar{y}_u - середній результат u -го досліді;

u - порядковий номер досліді;

i - номер фактору;

N - кількість проведених основних дослідів;

Також визначили надійний інтервал коефіцієнтів за залежністю:

$$\Delta b = \frac{t_T \cdot S_{n0}}{\sqrt{n_0}}, \quad (8)$$

де t_T - значення t -критерію Стюдента, вибране при заданому рівні значущості α і числі ступенів волі f_n ;

S_H^2 - дисперсія неадекватності.

Якщо виконується умова $|b_i| \geq \Delta b$, то коефіцієнти регресії вважаються значущими, тобто їх вплив на функцію відгуку перевищує похибки вимірювання.

Гіпотезу про адекватність отриманої математичної моделі перевіряли за допомогою F -критерію Фішера:

$$F = \frac{S_H^2}{S_{n0}^2}. \quad (9)$$

Дисперсію неадекватності визначали за формулою:

$$S_H^2 = \frac{\sum_{u=1}^N n \cdot (\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2}{N - k'}, \quad (10)$$

де \hat{y}_u - значення функції в u -му рядку, обчислене за знайденою математичною моделлю;

k' - кількість значущих коефіцієнтів рівняння регресії;

n - кількість дублювань дослідів в одному рядку.

Якщо $F \leq F_T$, вибраного при знайденому значенні надійної ймовірності α і числа ступенів волі f_H, f_n , то отримана модель вважається адекватною, її можна використовувати для опису досліджуваного процесу. Результати розрахунків представлені в таблиці 3.

Таблиця 3

Результати розрахунків коефіцієнтів моделі та її адекватності

b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	S_{n0}^2	t_T	Δb	S_H^2	F	F_T
0,345	-0,103	0,225	-0,217	0,119	0,015	2,18	0,057	0,076	2,4	9,45

Шукана математична модель досліджуваного процесу набере вигляду:

$$\ln Ra = 0,345 - 0,103x_1 + 0,225x_2 - 0,217x_3 + 0,119x_4. \quad (11)$$

Підставляючи значення формул (4) у рівняння (11), отримали формулу для визначення логарифму шорсткості розточування зовнішніх гвинтових поверхонь:

$$\ln Ra = -3,02 - 0,3 \ln r + 0,65 \ln S - 0,70 \ln V + 1,90 \ln(90 + \gamma). \quad (12)$$

Отже, кінцева формула для визначення шорсткості поверхні в процесі проточування канавок різцевими головками набуде вигляду:

$$Ra = \frac{0,05 \cdot S^{0,65} \cdot (90 + \gamma)^{1,9}}{r^{0,3} \cdot V^{0,7}} \quad (13)$$

За даними формули (13) побудовано графічні залежності шорсткості поверхні канавки під час проточування від різних факторів технологічного процесу. Слід зауважити, що дана емпірична залежність адекватно відображає процес на проміжках змінних параметрів, вказаних в таблиці 1.

На рис. 2 зображено залежність шорсткості поверхні канавки після проточування від величини подачі для трьох значень радіусів різців при їх вершинах.

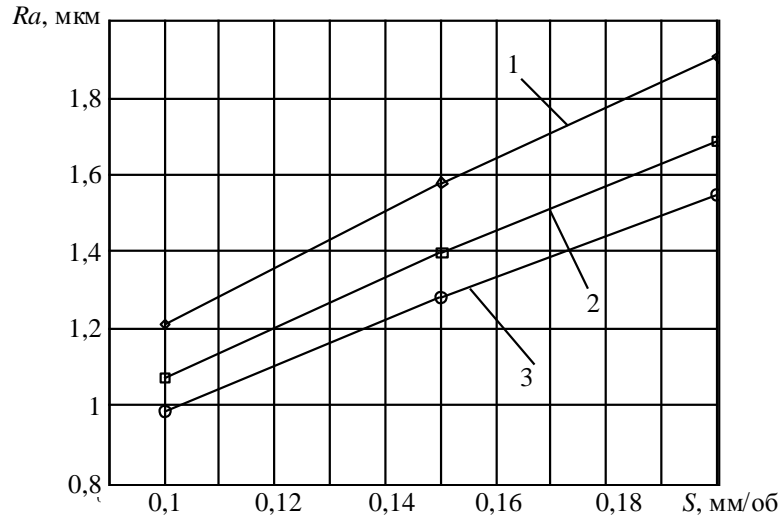


Рис. 2 – Графік залежності шорсткості поверхні канавки після розточування від величини подачі ($V=100$ м/хв):
1 – $\rho=4$ мм; 2 – $\rho=6$ мм; 3 – $\rho=8$ мм

З побудованого графіка на рис. 2 видно, що із збільшенням подачі від 0,1 мм/об до 0,2 мм/об шорсткість оброблюваної поверхні збільшується від Ra0,98 до Ra1,9 залежно від радіуса різця при вершині.

На рис. 3 зображено залежність шорсткості поверхні гвинтової канавки після проточування від радіуса різця при вершині для подачі $S=0,1$ мм/об.

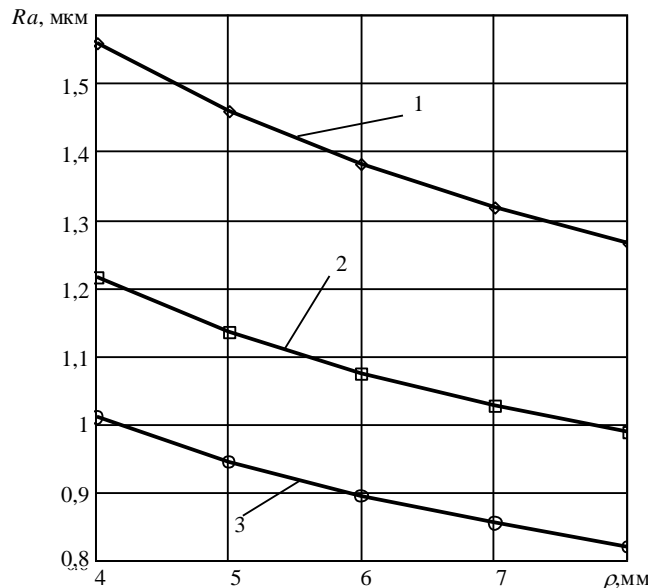


Рис. 3 – Графік залежності шорсткості поверхні канавки після проточування від радіуса при вершині різця ($S=0,1$ мм/об):
1 – $V=70$ м/хв; 2 – $V=100$ м/хв; 3 – $V=130$ м/хв

Як видно із наведеного графіка на рис. 3, шорсткість поверхні зменшується від Ra1,55 до Ra1,28 при збільшенні радіуса різця при вершині від 4 мм до 8 мм і при швидкості різання

$V=70$ м/хв.

На рис. 4 показано залежність шорсткості поверхні канавки після проточування від швидкості різання. При збільшенні швидкості різання від 70 до 130 м/хв шорсткість поверхні зменшується від $Ra_{1,58}$ до $Ra_{1,02}$, якщо подача різання 0,1 мм/об.

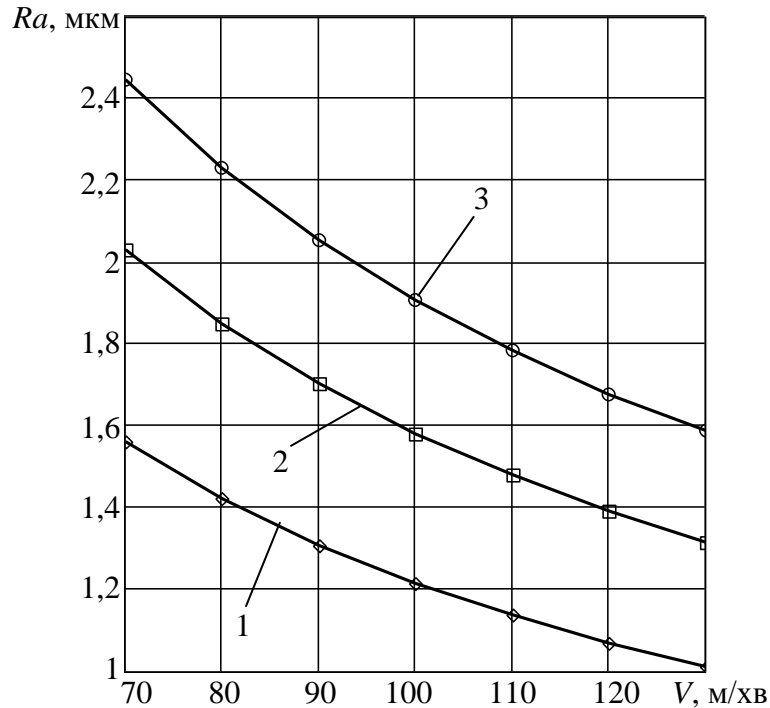


Рис. 4 – Графік залежності шорсткості поверхні канавки після проточування від швидкості різання ($\rho=5$ мм):

1 – $S=0,1$ мм/об; 2 – $S=0,15$ мм/об; 3 – $S=0,2$ мм/об

В загальному можна зробити висновок, що шорсткість проточеної поверхні в найбільшій мірі залежить від величини подачі різця та швидкості різання і в меншій степені від радіуса заокруглення різця при вершині та переднього кута. При цьому для підвищення якості обробленої поверхні потрібно зменшувати подачу різця та збільшувати швидкість різання.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблено методику розрахунку шорсткості зовнішніх півкруглих гвинтових канавок при їх проточуванні різцевими головками запропонованої конструкції, яка захищена патентами України.

2. Виведено аналітичні залежності для визначення шорсткості поверхні з уточненими коефіцієнтами при параметрах, що на неї впливають. Представлені графічні залежності шорсткості гвинтових канавок від величини подачі, швидкості різання і параметрів ріжучих інструментів.

Література: 1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1979 – 1982. – Т.1 – 728 с.; Т.2 – 559.; Т3 – 557 с. 2. Аршинов В.А., Алексеев Г.А. Резание метал лов и режущий инструмент. – М.: Машиностроение, 1986, 440с. 3. Гевко Б.М. та інші. Технологія сільськогосподарського машинобудування. – К.: Кондор, 2006, 496с. 4. Филоненко С.Н. Резание метал лов. – К.: Техника, 1985, 220с. 5. Патент на корисну модель №40197 Україна. Пристрій для нарізання зовнішніх гвинтових профільних канавок. Палюх А.Я та інші. Бюл. №4, 2004р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ШОРСТКОСТІ ГВИНТОВИХ ПОВЕРХОНЬ ПРИ ОБРОБЛЕННІ РІЗЦЕВИМИ ГОЛОВКАМИ

А. Палюх

Наведено методику розрахунку шорсткості поверхні зовнішніх півкруглих гвинтових поверхонь при проточування різцевою головкою запропонованої конструкції. Виведено аналітичні залежності для визначення шорсткості поверхні з уточненими коефіцієнтами в залежності від параметрів, що на неї впливають і побудовані графічні залежності шорсткості гвинтових канавок від величини подачі, швидкості різання, параметрів ріжучих елементів. Дані практичні рекомендації виробництву при виготовленні відповідних деталей.

ИССЛЕДОВАНИЕ ШЕРОХОВАТОСТИ ВИНТОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБАТЫВАНИИ РЕЗЦОВЫМИ ГОЛОВКАМИ

А. Палюх

Приведена методика расчета шероховатости поверхности внешних полукруглых винтовых поверхностей при протачивание резцовой головкой предложенной конструкции. Выведены аналитические зависимости для определения шероховатости поверхности с уточненными коэффициентами в зависимости от параметров, что на нее влияют и построены графические зависимости шероховатости винтовых канавок от величины подачи, скорости резания, параметров режущих элементов. Данные практические рекомендации производству при изготовлении соответствующих деталей.

RESEARCH OF ROUGHNESS OF HELICOIDS IS AT TREATMENT CHISEL HEADS

A. Palyukh

A method of calculation roughness surface external half-round helicoids is resulted at gnawing through of the offered construction a chisel head. An analytical dependences are shown out for determination of roughness of surface with the specified coefficients depending on parameters, that on it graphic dependences of roughness of spiral ditches influence and built on the size of serve, speed of cutting, parameters of cuttings elements. A practical recommendations to the production are given at making of the proper details.

Ключові слова: шорсткість, різцева головка, аналітичні залежності, величина подачі, швидкість різання

Е.В. Бережная, А.А. Иванов
ДГМА, г.Краматорск, Украина

ВЛИЯНИЕ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОВЕРХНОСТИ НА КАЧЕСТВО ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ НАПЛАВКИ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ИНСТРУМЕНТА

Введение

Повышение качества восстановленного и упрочненного режущего инструмента, работающего в условиях знакопеременных циклических или ударных нагрузок, с использованием ресурсосберегающих технологий является актуальной задачей. Одним из перспективных путей ее решения является электроконтактная наплавка, позволяющая создавать на рабочей поверхности инструмента слоя с повышенной твердостью и износостойкостью в сочетании с высокой пластичностью и вязкостью зоны соединения покрытия с основным металлом [1]. Однако сложность проведения процесса наплавки связана с ограничениями, обусловленными неравномерным и неконтролируемым распределением электрического тока в различных точках контакта поверхности инструмента с компактным материалом, что снижает качество нанесенного слоя [2]. Это связано с наличием впадин и выступов различных величин на поврежденной поверхности деталей. Возникает необходимость исследования влияния подготовки поверхности деталей перед наплавкой на качество соединения.

Основная часть

Цель работы – оптимизация параметров микрогеометрии рельефа поверхности инструмента, восстанавливаемого электроконтактной наплавкой.

Учитывая, что образование физического контакта между восстанавливаемым инструментом и компактным материалом является необходимым условием получения качественного соединения, оптимизируем микрогеометрию поверхности, образованную соответствующей механической обработкой. Представим шероховатую поверхность в виде идеализированной повторяющейся вертикальной клиновидной полости с углом раскрытия у основания α (рис. 1).

При построении математической модели в качестве исходных предпосылок и основных допущений были использованы следующие положения:

- изменение геометрических размеров пластически деформируемого компактного материала (ленты) 1 по толщине от h_0 до h_1 происходит только в поперечные микровыступы;
- в момент образования физического контакта поверхность восстанавливаемого инструмента 2 с необходимой шероховатостью пластически не деформируется.

Зону образования физического контакта L разобьем по оси X на конечное множество элементарных объемов $i=1...kr_i$. Заменим полученные в этом случае трапеции на соответствующие им по площади прямоугольники и определим геометрическую координату x_i для каждого из них:

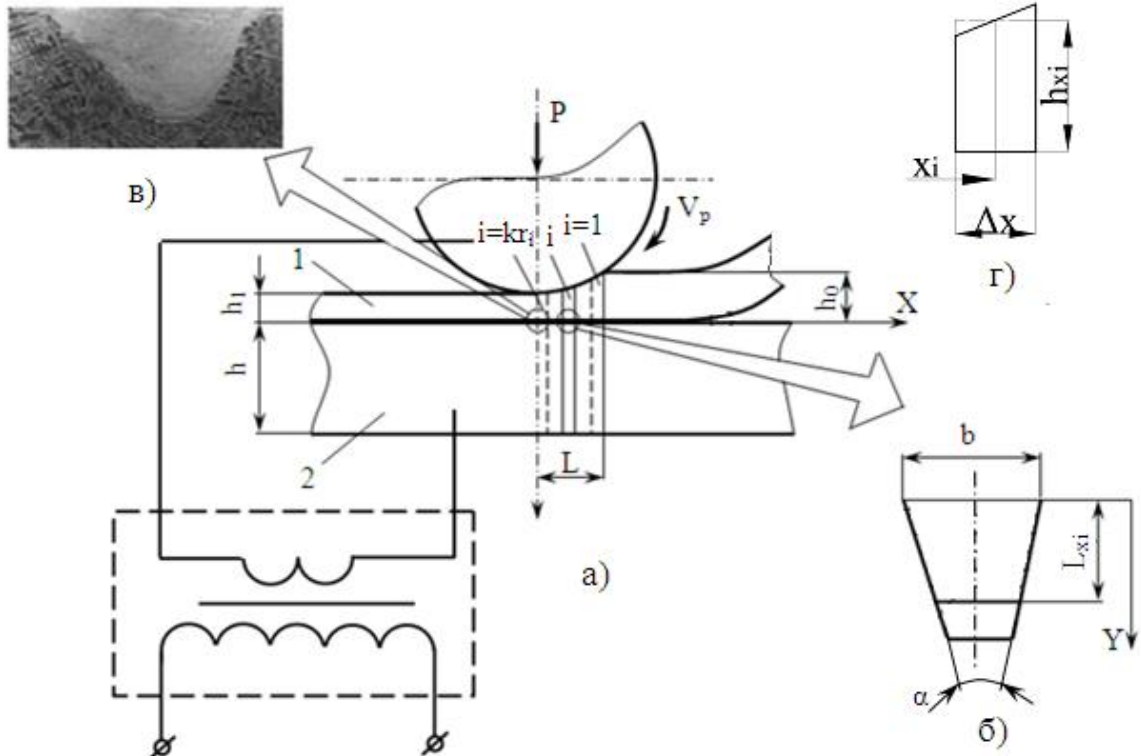


Рис.1 - Расчетная схема формирования физического контакта (а), схема клиновидной полости с заполнившим ее на глубину L_{xi} деформированным металлом (б), зона начала образования сварного соединения ($\times 100$) (в) и выделенный элементарный объем деформируемого металла в очаге деформации (г)

$$\Delta x = \frac{L}{kr_i} \quad x_i = \Delta x(kr_i - i + 0,5), \quad (1)$$

где Δx – шаг разбиения по длине L ;

x – геометрическая координата, имеющая свое начало в плоскости вращения ролика-электрода сварочной машины;

i – порядковые номера выделенных элементарных объемов, нумерация которых начинается от сечения входа ($i=1$) и завершается в сечении выхода ($i=kr_i$) наплавленного инструмента из зоны сварки.

С учетом (1) значение толщины h_{xi} пластически деформируемого компактного материала для каждого выделенного i -го элементарного объема в плоскости оси вращения ролика-электрода:

$$h_{xi} = h_1 + (h_0 - h_1) \left(\frac{x_i}{L} \right)^2. \quad (2)$$

Исходя из условия сохранения объема, характера принятых допущений и с учетом особенностей процесса формирования физического контакта, протекающего с почти одновременным смятием неровностей и заполнением пустот металлом гладкой поверхности пластически деформируемого компактного материала, имеем:

$$V_{xi} = (h_0 - h_{xi})s\Delta x, \quad (3)$$

где V_{xi} – значение i -го элементарного объема металла компактного материала, заполнившего клиновидную полость;

s – ширина компактного материала;

n – общее количество клиновидных полостей на поверхности восстанавливаемого инструмента.

С учетом известных количественных оценок объемов V_{xi} могут быть определены и текущие значения L_{xi} (глубины заполнения металлом компактного материала полостей рельефа поверхности детали по длине L). Например, с учетом угла раскрытия α клиновой полости, имеем:

$$V_{xi} / \Delta x = (b - L_{xi} \cdot \operatorname{tg} \alpha) L_{xi}, \quad (4)$$

откуда:

$$L_{xi}^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - L_{xi} b + V_{xi} / \Delta x = 0 \quad (5)$$

или с учетом решения полученного квадратного уравнения:

$$L_{xi} = \left(b - \sqrt{b^2 - 4(h_0 - h_{xi})s \cdot \operatorname{tg} \alpha} \right) / (2 \operatorname{tg} \alpha), \quad (6)$$

где b – ширина поперечных клиновых полостей у их основания, т.е. на контактной поверхности инструмента.

На основании математической модели были разработаны программные средства, позволяющие прогнозировать вероятность образования физического контакта в зависимости от геометрии микрорельефа поверхности инструмента и механических свойств компактного материала. В качестве примера на рис.2. представлены расчетные значения относительной глубины заполнения металлом компактного материала клиновых полостей (L_{xi} / R_z) в зависимости от шероховатости поверхности инструмента (R_z) и геометрии микрорельефа.

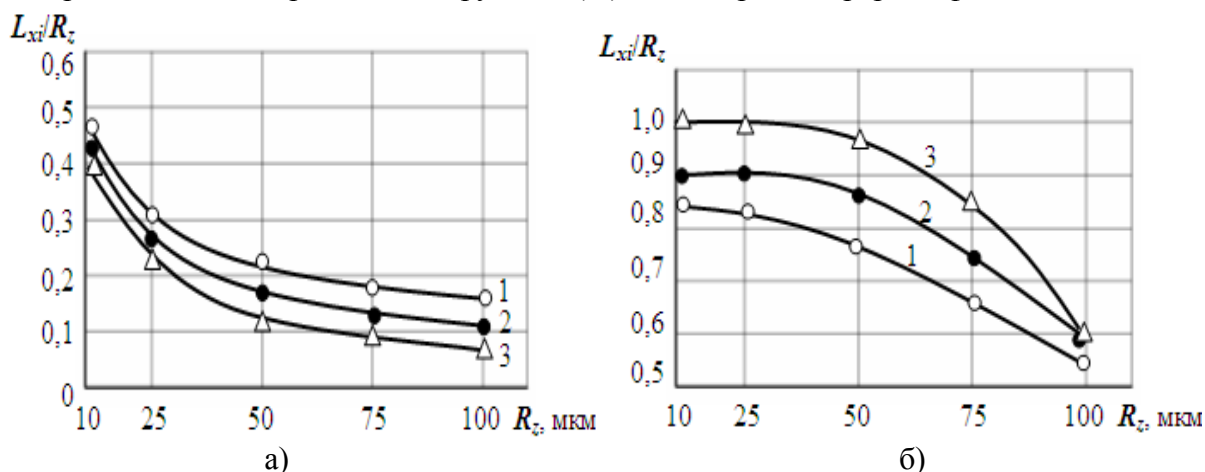


Рис.2. Зависимость L_{xi} / R_z от высоты микровыступов рельефа R_z при угле раскрытия у основания клиновой полости $\alpha=60^\circ$ (а) и $\alpha=160^\circ$ (б): 1 - $h_l=0,1$ мм; 2 - $h_l=0,2$ мм; 3 - $h_l=0,3$ мм

Также были проведены исследования процесса деформации пластического компактного материала в клиновую полость недеформируемой пластины (рис.3).

Результаты моделирования показывают, что для получения соединений, обладающих высокими механическими характеристиками, на поверхности изделия целесообразно создавать микрорельеф с неровностями не более 40 мкм при максимально возможном угле раскрытия у основания клиновой полости. Это связано с кратковременностью протекания процесса образования полного физического контакта, поэтому объемное проникновение компактного материала происходит на небольшую глубину.

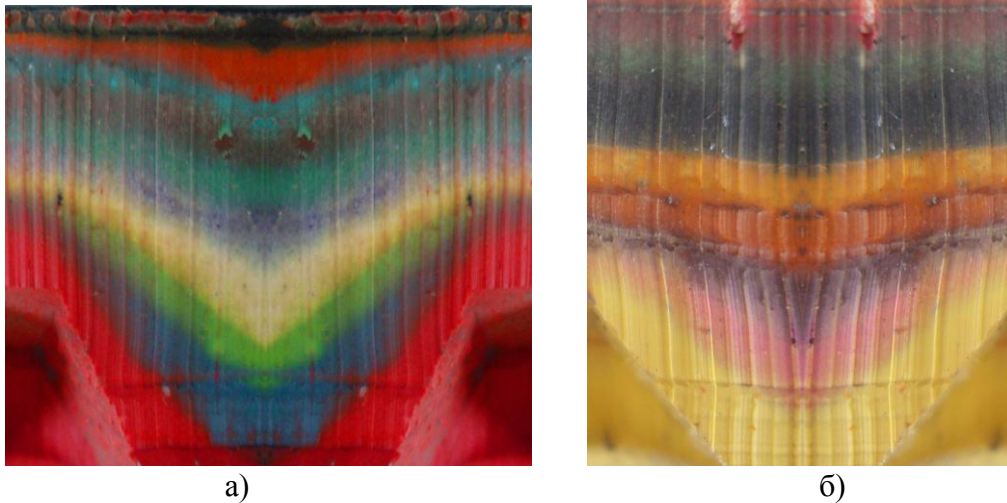


Рис.3. Результаты экспериментального исследования процесса деформации пластичного материала вглубь клиновых полостей недеформируемой пластины с углом при вершине 30° (а) и 45° (б)

Экспериментальная проверка показала достаточную сходимость расчетных и экспериментальных данных, что свидетельствует об адекватности предложенной модели. Результаты исследований свидетельствуют о том, что снижение высоты микрорельефа ниже оптимальной уменьшает прочность соединения покрытия с основой, а увеличение – приводит к появлению несплошностей у основания микровыступов. Изменение толщины компактного материала от исходной h_0 до h_1 (степень его пластической деформации) корректируется совокупностью управляемых параметров режима электроконтактной наплавки: сила тока, длительность импульса протекания тока и усилие, прикладываемое к ролику-электроду. В результате выполненных исследований разработаны технологические рекомендации, позволяющие управлять качеством зоны соединения компактного материала с изделием и самого покрытия при восстановлении и упрочнении рабочих органов землеройных машин, которые апробированы в промышленных условиях ОАО «Мариупольский металлургический комбинат им. Ильича». Получен экономический эффект в размере 192,7тыс. грн.

Выводы

Разработана математическая модель, позволяющая количественно и качественно анализировать формирование физического контакта в зависимости от геометрии микрорельефа поверхности и механических свойств компактного материала.

Литература: 1. Клименко Ю.В. Электроконтактная наплавка. – М.: Металлургия, 1978. – 126с. 2. Чигарев В.В. Разработка технологии подготовки поверхности восстанавливаемого изделия под электроконтактное плакирование порошковым электродом / В.В. Чигарев, В.А. Пресняков, Е.В. Касова // Захист металургійних машин від поломок: Зб. наук. праць. – Маріуполь: ПДТУ, 2008. – №10. – С. 238-242.

**ВЛИЯНИЕ МИКРОРЕЛЬЕФА ПОВЕРХНОСТИ НА КАЧЕСТВО
ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ НАПЛАВКИ РЕЖУЩЕЙ ЧАСТИ ИНСТРУМЕНТА**

Е.В. Бережная, А.А. Иванов

Разработана математическая модель, позволяющая управлять качеством сварного соединения за счет оптимизации микрорельефа поверхности инструмента.

**ВПЛИВ МІКРОРЕЛЬЄФУ ПОВЕРХНІ НА ЯКІСТЬ
ЕЛЕКТРОКОНТАКТНОГО НАПЛАВЛЕННЯ РІЗУЧОЇ ЧАСТИНИ ІНСТРУМЕНТУ**

О.В. Бережна, О.О. Иванов

Розроблено математичну модель, яка дозволяє керувати якістю зварного з'єднання за рахунок оптимізації микрорельефу поверхні інструменту.

**INFLUENCE OF MICRORELIEF OF THE SURFACE ON QUALITY OF THE
ELECTROCONTACT FUSION OF THE CUTTING PART OF INSTRUMENT**

E.V. Berezhnaya, A.A. Ivanov

The mathematical model that allows to control quality of welded join by optimization of microrelief of the instrument's surface is designed.

РОЗДІЛ 4

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ

УДК 621.7.016

Залога В. А., Криворучко Д. В., Залога О. А.

СумГУ, м. Сумы, Україна

К ВОПРОСУ ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ПРИ РЕЗАНИИ МАТЕРИАЛОВ

Введение

Моделирование обработки резанием в настоящее время все еще является актуальной задачей. Как показывают ежегодные конференции «CIRP workshop on modeling of machining operations» достигнутые результаты позволяют получить прогноз по отдельным показателям процесса резания (силам резания, форме и размеру стружки, температурному полю в зоне резания, остаточным напряжениям и другим параметрам) в 2D и 3D пространстве. Вместе с тем, как показывают исследования [1], еще не существует моделей, позволяющих получать адекватные прогнозы одновременно по всем показателям процесса в широком диапазоне режимов резания. Главной причиной сложившейся ситуации является весьма произвольное, в большинстве работ, задание модели трения как соотношения между касательными и нормальными напряжениями на контактных поверхностях инструмента. Более того, во многих работах именно подбором коэффициента трения были достигнуты адекватные результаты моделирования [2, 3, 4 и др.]. В связи с этим является актуальной задача экспериментального определения модели трения при резании. Целью настоящей работы является анализ известных методов и устройств, применяемых для измерения коэффициентов трения; оценка их применимости и степени точности (адекватности) при определении коэффициентов трения в зонах контакта лезвия со стружкой и поверхностями на обрабатываемой детали, а также определение требований к таким устройствам для решения задач определения параметров модели трения в широком диапазоне изменения условий контактного взаимодействия.

Известно, что процесс резания представляет собой процесс внедрения лезвия в заготовку с образованием новой поверхности за счет отделения от заготовки срезаемого слоя. Лезвие взаимодействует с заготовкой по передней поверхности – по поверхности, вдоль которой перемещается стружка, – и по задней поверхности, которая скользит по поверхности резания. В результате такого взаимодействия на контактных поверхностях возникают силы сопротивления скольжению, которые принято характеризовать касательными напряжениями τ_N . Большое количество экспериментальных работ, проведенных Зоревым Н. Н., Полетикой М. Ф., Бобровым Б. Ф., Childs T.H.S., Oxley P. L. B., Armarego J. A. и другими исследователями позволяют сегодня составить представление о происходящих на контактных поверхностях лезвия процессах, однако все еще не удается создать их универсальную математическую модель.

Основная часть

Сложность создания такой модели состоит в том, что условия контактного взаимодействия инструмента с заготовкой и стружкой неоднозначны. Контактные нормальные напряжения, температура и скорость скольжения на границе между стружкой и инструментом изменяются в широких пределах, контактные поверхности лишены пленок окислов и имеют значительную молекулярную и химическую активность. Очевидно, что в этих условиях реализуются различные механизмы трения скольжения стружки и заготовки

по инструменту: механизм внутреннего трения, сухого граничного и даже жидкостного внешнего трения, характеризующихся очень большим диапазоном коэффициентов трения (табл. 1). Последний механизм довольно часто проявляется, например, при обработке с высокими скоростями резания, когда могут возникать высокие температуры резания.

Таблица 1

Коэффициенты трения для разных видов трения скольжения

№ п/п	Вид трения (внешнего)	Коэффициент трения
1	Трение ювенильных поверхностей	0,8 – 6,0
2	Трение (сухое) окисленных поверхностей	0,4 – 0,8
3	Область приграничного трения (рубежного)	0,2 – 0,6
4	Граничное трение	0,015 – 0,4
5	Область рубежного режима гидродинамического трения	0,005 – 0,02
6	Гидродинамическое трение	0,01 – 0,2

В настоящее время широко признанным является представление о двойственной молекулярно-механической (на западе: адгезионно-деформационной) природе трения на контактных поверхностях инструмента в условиях внешнего сухого трения. Наиболее развитой и физически обоснованной считается молекулярно-механическая теория трения, разработанная Крагельским И.В. [5] и Bowden F. P. и Tabor D. [6].

Для описания процесса трения при резании в настоящее время используют различные модели (табл. 2).

Таблица 2 – Модели трения, применяемые для вычисления силы сопротивления скольжению

Название	Формула	Вид трения
Закон Амонтона [7]	$\tau = f \sigma_n$	внешнее трение
Закон Зибеля [7]	$\tau = m \tau_c$	внутреннее трение
Условие Прандтля [7]	$\tau = \tau_c$	внутреннее трение
Уравнение Shaw M. C. [8]	$\tau(\sigma_n) = \min(\mu(T, \sigma_n) \sigma_n; m \sigma_{\text{вск}}(\varepsilon^p, \dot{\varepsilon}^p, T))$	внешнее и внутреннее трение
Уравнение Childs Т.Н.С. [9] [10]	$\tau = m \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}} \left(1 - \exp \left(- \left(\frac{\mu \sigma_n \sqrt{3}}{m \sigma_T} \right)^n \right) \right)^{1/n}$	внешнее и внутреннее трение
Закон Ньютона [7]	$\tau = \eta \Delta V / \xi$	граничное трение
Закон Stribeck [11]	$\tau(V) = \tau_c + (\tau_s - \tau_c) e^{- V/V_s ^{\beta_s}} + \tau_v V$	трение скольжения и покоя

Наибольшее применение для описания процесса трения на поверхности контакта между стружкой и инструментом нашла модель трения Амонтона, несмотря на то, что с физической точки зрения она может быть применена лишь для условий внешнего трения скольжения (коэффициента трения $f = \frac{F}{N}$, где F - сила трения, N - сила нормального давления), который для данной пары контактирующих материалов является величиной постоянной.

Вместе с тем, при использовании этой модели для процесса резания традиционно сложилось понятие среднего коэффициента трения f_c на поверхности контакта, обобщенно характеризующего происходящие при резании процессы сложного контактного взаимодействия рабочих участков поверхностей лезвия со стружкой и поверхностями на заготовке (резания и обработанной) для каждой пары «обрабатываемый – инструментальный» материалы, очень сильно реагирующего на изменение условий резания (толщины срезаемого слоя, скорости

резания, переднего угла, применяемой СОТС и др.), увеличиваясь или уменьшаясь при изменении указанных факторов в достаточно широких пределах (до 0,8 – 2,0 и более), не свойственных даже сухому трению скольжения (см. табл. 1). Таким образом, средний коэффициент трения при резании ни по величине, ни по физическому смыслу, ни по закономерностям изменения не совпадает с коэффициентом внешнего трения и не является константой трущихся пар.

Учитывая это, часто для аналитического определения параметров трения при резании применяют закон Зибеля [7] или, как в решениях методом линий скольжения, условие Прандтля. Однако пренебрежение внешним трением иногда вносит существенную ошибку в расчеты. Обобщенные уравнения для расчета среднего коэффициента трения предложили сначала Shaw M. C., а затем Childs T. H. C. [8, 9], учитывающие влияние нормального давления σ_N в режиме внешнего и внутреннего трения, температуры контакта, свойств обрабатываемого материала. При моделировании резания с относительно невысокими нормальными давлениями и обильной смазкой или высокоскоростного резания, когда реализуются условия граничного трения, может быть применим закон Ньютона [7, 12].

Анализ условий, реализующихся на поверхностях контакта инструмента с заготовкой и стружкой, а также механики процесса трения позволяет установить, что сила сопротивления относительно скольжению формируется в результате весьма сложных контактных процессов. В связи с изменением контактного давления, температуры и скорости скольжения на поверхности контакта одновременно может происходить взаимодействие в различных режимах: внешнее, внутреннее или даже граничное трение скольжения. В пределах длины площадки контакта C (рис. 1а) есть участки, где реализуются условия трения покоя (застойная зона), т.е. на длине площадки контакта C_1 на участках пластического контакта III и частично II (рис. 1б) расположен заторможенный слой (застойная зона), в пределах которого стружка движется не по передней поверхности, а по заторможенному слою, и сопротивление движению стружки определяется сопротивлением сдвигу в контактном слое стружки. На этих участках внешнее трение скольжения отсутствует и заменяется «внутренним» трением между отдельными слоями стружки. При такой схеме на площадке контакта, которая имеет области упругого и пластического контактов практически химически чистых (ювенильных) поверхностей, в условиях высоких температур и давлений резко интенсифицируются адгезионные и диффузионные процессы. Следовательно, из-за наличия двух участков трения (пластического и упругого контакта (участок I и частично участок II)) средний коэффициент трения нельзя отождествлять ни с коэффициентом внутреннего трения при пластическом течении материала, ни с коэффициентом внешнего трения при скольжении.

Режим внутреннего трения полностью определяется величиной предела текучести σ_T при локальных температурах, а так же величиной и скоростью пластической деформации. Режим внешнего трения определяется параметрами как деформационной (в соответствии с моделью Амонтона), так и адгезионной составляющих. Адгезионное взаимодействие связано с образованием на участках контакта адгезионных мостиков схватывания. Сопротивление срезу этих мостиков и формирование новых мостиков при данной действительной площади контакта и определяет адгезионную составляющую силы трения

$$\tau_a = \tau_0 + \beta \sigma_N,$$

где τ_0 - постоянная часть силы адгезионного сопротивления, β - постоянная, учитывающая увеличение силы сопротивления за счет увеличения количества мостиков схватывания с ростом фактической площади контакта (рис. 1б) при увеличении нормальных напряжений σ_N . Деформационную составляющую сопротивления скольжению с достаточной степенью точности можно вычислить по механическим характеристикам стружки, микрогеометрии поверхности инструмента и величине действительного давления в контакте.

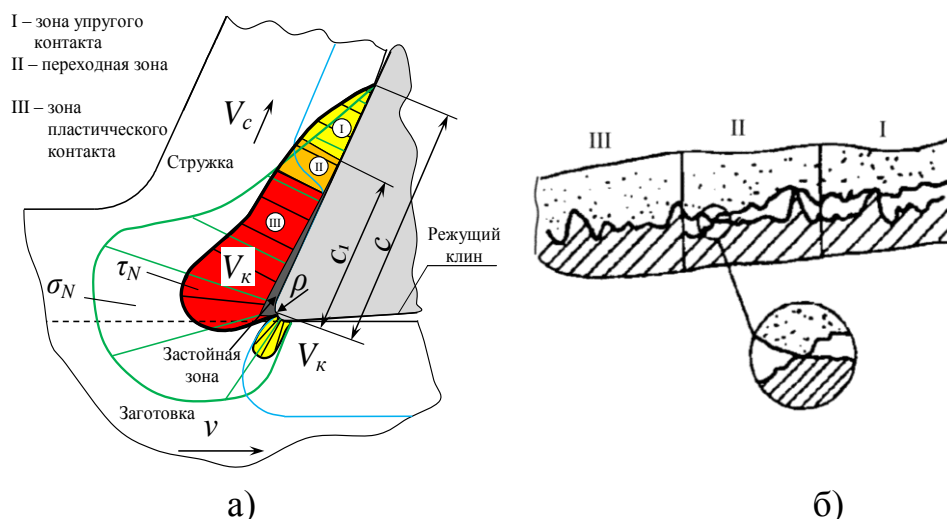


Рисунок 1 - Характерное распределение контактных напряжений σ_N , q_F и относительной скорости скольжения V_k на контактных поверхностях лезвия (а) и зоны контакта стружки с передней поверхностью лезвия инструмента (б)

Следует отметить, что надежные методы расчета молекулярной составляющей силы сопротивления скольжению, исходя из характеристик трущихся тел, к настоящему времени еще не созданы. Поэтому коэффициенты τ_0 и β должны быть определены для каждой пары «обрабатываемый-инструментальный» материалы экспериментально в диапазоне контактных давлений от 0 до $(2-3)\sigma_T$. Необходимо определить влияние температуры на коэффициент β в диапазоне от 20°C до температуры теплостойкости инструментального материала. Скорость скольжения V_k (рис. 1а), в этом случае, по-видимому, не имеет существенного значения.

Для моделирования образования застойной зоны (нароста) необходимо определить напряжения страгивания и параметры закона Stribeck [11] в области скоростей скольжения, стремящихся к 0.

Важным условием проведения экспериментальных измерений коэффициента трения при резании (среднего коэффициента трения) является создание условий, характерных для контактирования стружки с передней поверхностью лезвия: ювенильность поверхностей трения, соответствующие структура и состояние обрабатываемого и инструментального материалов, а также соответствие технологической среды той, которая используется при конкретном виде обработки.

Поскольку структура обрабатываемого материала влияет как на адгезионные, так и диффузионные процессы, то эксперименты должны проводиться с образцами с той же твердостью и структурой, которые могут иметь место при резании.

За всю историю развития трибологии разработано большое количество различных устройств для измерения силы сопротивления скольжению и коэффициента трения, в том числе и при резании.

Известные способы измерения параметров трения можно условно разделить на три группы (табл. 3):

1. Измерение параметров трения из процесса резания.
2. Измерение параметров трения из процессов обработки давлением.
3. Измерение параметров трения из модельных экспериментов.

Несмотря на то, что в первой группе способов реализуются условия собственно резания, все-таки измеренные в процессе эксперимента параметры трения (средний

Таблица 3

Классификация и краткая характеристика методов экспериментального определения параметров трения

Название метода		Измеряемые величины (ссылка)	Максимальная скорость, м/с	Максимальное контактное давление, МПа	Возможная величина пути трения	Тем-ра, °С	Характер поверхности трения	Особенности метода
Непосредственно при реализации процесса резания								
1. По измеренным проекциям силы резания и усадки стружки		\bar{f} [13] m, f ([14, 15]) \bar{f} (А.с. 1265554SU)	0,1-10	2000	∞	400-1000	непрерывно обновляющаяся ювенальная поверхность	Определение параметров модели трения расчетом по аналитической модели процесса с заданной эпюрой напряжений
По измеренным эпюрам контактных напряжений	2. Поляризационно-оптический	$\tau_n = \tau_n(\sigma_n)$ ([16, 17, 18])	1,2	30 (свинец) 320 (латунь)	∞	<100	непрерывно обновляющаяся ювенальная поверхность	Определение эпюр напряжений на поверхности оптически прозрачного лезвия при резании мягких металлов в поляризованном свете
	3. Разрезного резца	$\tau_n = \tau_n(\sigma_n)$ ([16, 19, 20, 10])	4,2	1200		400-900	Определение эпюр напряжений на контактных поверхностях при резании ТС и БР разрезными резцами	
Непосредственно при обработке давлением (примеры)								
4. Деформирующего протягивания трубы		f (А.с. 1245955SU)	0,05	3000	∞	<160	непрерывно обновляющаяся поверхность с окисными пленками	Определение коэффициента трения как отношения окружной силы к осевой силе при деформирующем протягивании трубы вращающейся протяжкой
5. Осадка образцов		f [7, 21]	-	1600	малая	<1000	контакт одних и тех же участков поверхностей	Оценка f по величине бочкообразности образцов после испытаний
Из модельных экспериментов								
6. Индентор (сферический или плоский) по диску		f ([22, 23], А.с. 1201736SU)	5,0	250	средняя	-	Перемещение поверхности по одним и тем же участкам	Средний коэффициент трения определяется по нормальной силе прижима индентора и моменту вращения диска

Название метода	Измеряемые величины (ссылка)	Максимальная скорость, м/с	Максимальное контактное давление, МПа	Возможная величина пути трения	Тем-ра, °С	Характер поверхности трения	Особенности метода
7. Индентор (сферический, плоский или по форме лезвия) по плоскости	f ([24,25,26,27], Пат. 6167745US, Пат. 7188516US, А.с. 1355912SU, А.с. 1469328SU)	0,015 – 1 в зависимости от конструкции трибометра	5-1600 в зависимости от конструкции трибометра	средняя	20-600	Перемещение по поверхности по одним и тем же участкам	Средний коэффициент трения определяется по нормальной силе прижима индентора и моменту вращения плоской контртела
8. Индентор (сферический или плоский) между плоскостями	f [28]	0,1	10000	средняя	20-1000	Перемещение индентора вдоль новой поверхности	Коэффициент трения определяется отношением нормальной силы сжатия плоскостей к силе, тянущей индентор
9. Вращающийся сферический (конический) индентор между плоскостями	f_m, τ_0, β ([29, 12], Пат. 13014 UA, А.с. 1797009 SU)	0,0013	2000	средняя	20-1000	Перемещение по одним и тем же участкам	Параметры трения оцениваются по величине момента вращения индентора зажатого между двумя плоскостями
10. Удар по плоскости (plate impact test)	f [30]	20-100,0	200,0-3000,0	малая	<1400 за счет саморазогрева	Перемещение индентора вдоль новой поверхности	Измерение среднего коэффициента трения на поверхности контакта между плоским индентром и плоскостью при сообщении индентору большого начального импульса силы под углом 30-35°
11. Закручивание стержня Кольского (torsion Kolsky pressure bar test)	f [31]	10	30-80	малая	<200 за счет саморазогрева	Перемещение по поверхности по одним и тем же участкам	Измерение среднего коэффициента трения на поверхности контакта между плоским индентром и плоскостью при сообщении индентору момента импульса
12. Маятниковый	f (А.с. 560170SU)	около 1	-	малая	-	Перемещение индентора вдоль новой поверхности	Коэффициент трения оценивается по величинам нормальной и касательной сил, возникающих при перемещении индентора, закрепленного на маятнике, относительно контртела.

коэффициент трения f_c) или зависимость $\tau_n = \tau_n(\sigma_N)$) носят лишь частный характер, поскольку разделить сложное влияние различных факторов (силовое и тепловое взаимодействие, наростообразование и др.) и режимов трения практически невозможно.

Способы второй и третьей групп позволяют реализовать трение в заданных условиях, характеризуемых режимом трения при резании: характером контактных напряжений на площадке контакта, возможностью создания повышенной температуры испытаний и т.п. Вместе с тем, для большинства из них характерна проблема с эквивалентностью условий по чистоте и/или структуре тел в паре трения. Например, если в способе №4 (табл.3) возможно обеспечить необходимую твердость и структуру поверхности до эксперимента, то удалить пленки окислов и создать условия контакта ювенильных поверхностей, что является одной из существенных особенностей процесса резания, практически не представляется возможным. С другой стороны, в способах № 6,7,8,9, даже если и подготовить поверхность трения, создав в ней необходимую твердость и структуру, то в процессе трения по одной и той же поверхности произойдет ее упрочнение и результат измерений по сравнению с процессом резания может существенно искажаться и быть просто неверным. В тоже время трение по одной и той же поверхности является преимуществом в способе №9, поскольку обеспечивает разрушение окисных пленок на поверхности контакта. Согласно опытам Внукова Ю. Н. [12] процесс трения в способе №9 происходит с последовательным страгиванием и разрушением пленок окислов на контактной поверхности, ростом количества мостиков схватывания и стабилизацией процесса их образования и разрушения, что делает этот способ одним из наиболее приемлемых для исследований процесса трения при резании.

Выводы

Таким образом, в процессе резания контактное взаимодействие не может быть в полной мере охарактеризовано лишь средним коэффициентом трения, поскольку имеют место режимы, по-крайней мере, как внешнего, так и внутреннего трения. Сопротивление внутреннему трению полностью определяется механическими свойствами обрабатываемого материала при локальном напряженно-деформированном и тепловом состоянии в поверхности стружки. Сопротивление внешнему трению складывается из деформационной и молекулярной составляющей. Деформационная составляющая может быть вычислена, в то время как параметры τ_0 и β молекулярной составляющей должны быть определены экспериментально для данной пары «обрабатываемый-инструментальный» материалы в широком диапазоне контактной температуры при их взаимодействии с ювенильными поверхностями. Установлено, что не один из известных к настоящему времени способов измерения параметров трения не обеспечивает выполнение этих условий. Дальнейшая работа должна быть направлена на разработку такого способа определения коэффициента трения, который бы отвечал следующим параметрам:

- 1) учитывал процессы, происходящие в обрабатываемом и инструментальном материалах при обработке резанием;
- 2) учитывал скорость и время, с которыми происходит взаимодействие ювенильных поверхностей лезвия и заготовки;
- 3) учитывал температуру контактирующих тел и окружающей среды;
- 4) учитывал состав и химическую активность окружающей среды.

Литература: 1. Heisel U. , Krivoruchko D. V., Zaloha V. A., Storchak M. Cause Analysis of Errors in FE Prediction Orthogonal Cutting Performances//Proceedings of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. -Calabria, 2007. -С. 141-148. 2. Klocke F. , Raedt H. , Hoppe S. 2D-FEM simulation of the orthogonal high speed cutting process//Machining Science and Technology. -2001. -№ 5. -С. 323- 340. 3. Sartkulvanich P., Altan T. , Göcmen A. Effects of flow stress and friction models in finite element simulation of orthogonal cutting—A sensitivity analysis//Machining Science and Technology. -2005. -№ 9. -С. 1- 26. 4. Sohner J. Beitrag zur Simulation zerspanungstechnologischer Vorgänge mit Hilfe der Finite-Element-Methode: Doktors der Ingenieurwissenschaften. - Karlsruhe: Universitat Karlsruhe, 2003. -162 с. 5. Крагельский И. В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник; В 2- х т./Под ред. И. В. Крагельского. -М.: Машиностроение, 1978. -Т.1. -400 с. 6. Bowden F. P., Tabor D. The Friction and Lubrication of Solids. -Oxford: Clarendon Press, 1964. 7. Грудев А. П., Зильберг Ю. В., Тилик В. Т.

Трение и смазка при обработке металлов давлением. -М.: Metallurgia, 1982. -312 с. **8.** Shaw M. C. Metal Cutting Principles. -Oxford: Clarendon Press, 1984. **9.** Metal Machining theory and applications/T. H. Childs, K. Maekawa, T. Obikawa, Y. Yamane. -London: Arhold, 2000. -403 с. **10.** Childs T. H. Friction modeling in metal cutting//Wear. -2005. -С. 310-318. **11.** Stribeck R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleitund Rollenlager – the key qualities of sliding and roller bearings.//Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure. -1902. -Т. 46. -С. 1342- 1348. **12.** Внуков Ю. Н. Повышение износостойкости быстрорежущих инструментов на основе исследования условий их трения с обрабатываемыми материалами и реализация новых технологических возможностей: Автореф. дисс. ... докт. техн. наук:05.03.01/ МВТУ им. Н. Э. Баумана. -М., 1992. -45 с. **13.** Зорев Н. Н. Вопросы механики процесса резания. -М.: Машгиз, 1956. -368 с. **14.** Ozel T. , Altan T. Determination of workpiece flow stress and friction at the chip-tool contact for high-speed cutting//Int. J. of Machine tools & Manufacture. -2000. -Т. 40. -С. 133- 152. **15.** Ozel T. , Zeren E. Determination of work material flow stress and friction for FEA of machining using orthogonal cutting test//Journal of Material Processing Technology. -2004. -Т. 153. -С. 1019- 1025. **16.** Полетика М. Ф. Контактные нагрузки на режущих поверхностях инструмента. -М.: Машиностроение, 1969. -150 с. **17.** Chandrasekaran H. , Karoor S. G. Photoelastic analysis of tool-chip interface stresses//Trans. ASME. -1965. -Т. 87. -С. 78- 91. **18.** Андреев Г. С. Исследование напряжений в рабочей части реза на порязационно-оптической установке с применением киносъёмки//Вестник машиностроения. -1958. -№ 5. -С. 34- 38. **19.** Остафьев В. А. Физические основы процессов резания металлов. -К.: Высшая школа, 1976. -136 с. **20.** Бобров Б. Ф. Основы теории резания металлов. -М.: Машиностроение, 1975. -344 с. **21.** Dubar L. , Dubois A. , Dubar M. Friction and wear phenomena in cold metal forming: an integrtd approach//J. Engineering Manufacture. -2006. -Т. 220. -С. 1- 10. **22.** Habak M. , leburn J. L., Badie-Livet D. Effect of the Microstructure on the Tool/Chip Tribological Contact in Hard Turning of 100Cr6 Bearing Steel//Proceedings of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. -2007. -С. 365-372. **23.** Hong S. Y., Ding Y. , Jeong J. Experimental evaluation of friction coefficient and liquid nitrogen lubrication effect in cryogenic machining//Machining Science and Technology. -2002. -Т. 6, № 2. -С. 235- 250. **24.** Autenrieth H. , Weber M. , Kotschenreuther J. и др. Influence of friction and process parameters on the specific cutting force and surface characteristics in micro cutting//Proceedings of the 10th CIRP International Workshop on Modeling of Machining Operations. -2007. -С. 539- 548. **25.** Tao Z. , Lovell M. , Yang J. Evaluation of Interfacial Friction in Material Removal Processes: Determining the Role of Workpiece Properties and Contact Geometry//Wear. -2004. -Т. 256. -С. 664- 670. **26.** Schmitz T. L., Action J. E., Ziegert J. C., Sawyer W. G. Dynamic friction coefficient measurements: device and uncertainty analysis//Proceedings of the 18th ASPE Annual Meeting. -2003. **27.** Raedt J. W. Grundlagen für das schmiermittelreduzierte Tribosystem bei der Kaltumformung des Einsatzstahles 16MnCr5. -Aachen: RWTH Aachen, 2002. -163 с. **28.** Loveday M. S., Brooks M. Consideration of High Temperature Friction Measurement Uncertainty//СММТ(MN)070. -2000. **29.** Шустер Л. Ш. Адгезионное взаимодействие режущего инструмента с обрабатываемым материалом. -М.: Машиностроение, 1988. -96 с. **30.** Prakash V. A pressure-shear plate impact experiment for investigating transient friction//Experimental Mechanics. -1995. -№ 35. -С. 329- 336. **31.** Rajagopalan S. , Prakash V. A Modified Torsion Kolsky Bar for Investigating Dynamic Friction//Experimental Mechanics. -1999. -№ 39. -С. 295- 303.

ДО ПИТАННЯ ПРО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ ПРИ РІЗАННІ МАТЕРІАЛІВ

Залога В. А., Криворучко Д. В., Залога О. А.

У статті представлені моделі тертя, вживані для обчислення сили опору ковзанню. Так само представлена класифікація і коротка характеристика методів експериментального визначення параметрів тертя.

К ВОПРОСУ ОБ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ПРИ РЕЗАНИИ МАТЕРИАЛОВ

Залога В. А., Криворучко Д. В., Залога О. А.

В статье представлены модели трения, применяемые для вычисления силы сопротивления скольжению. Так же представлена классификация и краткая характеристика методов экспериментального определения параметров трения.

TO QUESTION ABOUT EXPERIMENTAL DETERMINATION OF COEFFICIENT OF FRICTION AT CUTTING OF MATERIALS

Zaloga V. A., Krivoruchko D. V., Zaloga O. A.

In the article models are presented frictions, applied for the calculation of force of resistance to sliding. Classification and short description of methods of experimental determination of parameters of friction are similarly presented.

Ключевые слова: математическая модель, контактное взаимодействие, модель трения, коэффициент трения.

Мироненко Е.В., Гузенко В.С., Васильева Л.В.
ДГМА, г.Краматорск, Украина

МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ С УЧЕТОМ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Введение

Эффективное использование энергетических ресурсов – это достижение экономически оправданной эффективности использования энергетических ресурсов при существующем уровне развития техники и технологий и соблюдения требований к охране окружающей среды. В Украине энергосбережение рассматривается как долгосрочная программа действий [1].

Однако использование перспективных принципиально новых технологий, хотя и связано с существенным эффектом снижения энергоёмкости технологических процессов, но требует значительных капитальных вложений и не приводит к быстрой окупаемости. Анализ показывает, что значительное снижение удельного расхода электроэнергии наблюдается при создании энергосберегающих технологий путём установления такого уровня некоторых параметров технологического процесса, связанных с режимом электропотребления, которые обеспечивают минимум электроэнергии при сохранении объёма выпускаемой продукции.

Вопросы энергосбережения по-разному рассматриваются в современных исследованиях. В [2] приводятся причины существующей проблемы, заключающиеся в большой степени в наследственной базе машиностроения, а в [3] предлагается разработанный ряд программ и предложений по энергосбережению. Проблема увеличения удельного расхода энергии при переходе от черновой токарной обработки к чистовым операциям рассматривается в работе [4]. В качестве решения предлагается создание процессов резания инструментами, которые были бы альтернативой процессу шлифования.

Проблемы потребления электроэнергии в машиностроительной отрасли анализируются в [5]. В этой монографии рассматривается вопрос диверсификации использования источников энергии в масштабах одного предприятия и производственной группы. Отдельно исследуется потребление энергии отдельным процессом в смысле как объёма, так и потребляемой мощности с распределением по стадиям технологического процесса.

В указанных работах рассматриваются общие вопросы энергосбережения без анализа энергопотребления единичного технологического процесса, в основном включающего в себя потребление оборудования, оснастки и инструмента.

Целью данной статьи является исследование влияния режимов токарной обработки на энергозатраты и их выбор с точки зрения минимизации этих затрат.

Основная часть

Исследовалось влияние режимов резания на энергозатраты в случае чернового наружного точения конструкционной стали ($\sigma_a = 750 \text{ МПа}$) резцом с пластиной твердого сплава; станок с $D_c = 1000 \text{ мм}$, задаваемые глубины резания $t = 4..8 \text{ мм}$; диапазон подач $s = 0,75..1,3 \text{ мм/об}$, диапазон скоростей резания $v = 50..150 \text{ м/мин}$.

Для реализации поставленных задач требуются специальные вычислительные средства. Поэтому предлагаются следующие этапы работы при формировании энергосберегающих технологий:

- исследование технологических параметров, определяющих режим электропотребления и допускающих изменение в заданных пределах;
- построение математических оптимизационных моделей исследуемого объекта;

– нахождение оптимальных значений при ограничениях, накладываемых на технологические параметры.

Такой подход к указанной проблеме не требует значительных капиталовложений и его можно использовать как эффективный способ совершенствования технологии с точки зрения энергосбережения. При этом, с учетом результатов предыдущих исследований [6], необходимо решить многокритериальную задачу нелинейного программирования (НЛП):

$$\min F_i(C, X, f(X)), i = 1..n\},$$

где $f(X) = \{f_1(CX), f_2(CX), \dots, f_p(CX)\}$ – исходные функции для оптимизации (показатели надежности), $C = \{C_1, C_2, \dots, C_m\}$ – коэффициенты, X – оптимизируемые параметры.

Выявить влияние параметров технологического процесса на электропотребление машиностроительных предприятий возможно с помощью построения системы критериев оптимальности. При этом в первую очередь выбирают наиболее существенные управляемые факторы, формирующие многокритериальную математическую модель. Она должна иметь реальный смысл, наиболее полно отражать некоторую математическую конструкцию, адекватную исследуемому объекту по принятым критериям, быть ориентированной на использование определенных математических методов, быть удобным инструментом для управления процессом. Такая модель будет моделью принятия эффективных решений. Анализ показывает целесообразность включения в математические модели следующего набора управляемых в определенном диапазоне факторов: скорость резания (v , м/мин), подача (s , мм/об), глубина резания (t , мм), размеры твердосплавной пластины (h, l , мм). Для решения задачи оптимизации критериями могут быть: приведенные затраты (A), производительность труда (t_{shr}), расход твердого сплава (R_c), мощность резания (N) [7]. Необходимые целевые функции, оптимизируемые при определенных ограничениях, накладываемых на управляемые переменные, строятся с использованием статистических данных. Пределы, в которых изменяются принятые переменные, представляют собой ограничения и определяются на основе статистических данных за рассматриваемый период.

Задача повышения уровня энергосбережения состоит из ряда последовательных шагов и включает как хорошо формализованные, так и слабо формализованные этапы сложной многоуровневой задачи поддержки принятия решений. В основе используемой в исследовании программы [8] лежит процедура принятия решений системы МКО-ТСЧ2, которая в процессе своей работы многократно использует метод НЛП, который находит одно Парето-оптимальное решение поставленной задачи. В свою очередь, метод НЛП многократно использует методы безусловной оптимизации (методы Ньютона, сопряженного градиента, Хука-Дживса, прямого поиска, покоординатного спуска, случайного поиска).

Вначале анализировалась функция мощности резания (N , кВт). Так как модель $N = N(t, s, v)$ является нелинейной функцией нескольких переменных, то для предварительного предположения о наличии точки экстремума можно рассмотреть линии уровня – проекции сечения исследуемой поверхности плоскостями $N = const$ (рис.1).

Анализ приведенных графиков показывает, что в рассматриваемом диапазоне значений переменных возможно нахождение локальных минимумов. Указанные графики можно использовать как номограммы для назначения режимов резания при заданном значении мощности резания.

Известно, что значения целевых функций и управляемых переменных в многокритериальных задачах оптимизации при различных безусловных минимумах могут значительно различаться. Особенно это заметно при сравнении «противоречивых» критериев, для которых отношения значения первого при минимуме второго к абсолютному минимуму первого будет максимальным.

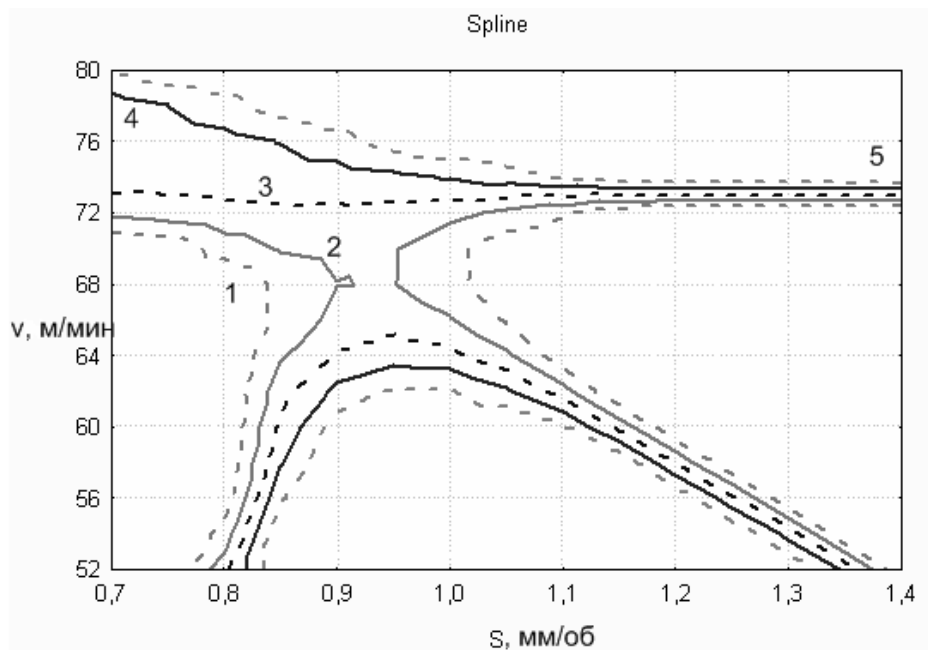


Рис. 1 – Линии уровня функции мощности резания для переменных: скорость резания (v , м/мин) и подача (s , мм/об):
 1- $N = 8,3$ кВт, 2- $N = 10,7$ кВт, 3- $N = 13$ кВт, 4- $N = 15,3$ кВт, 5- $N = 17,7$ кВт

В данной работе в качестве таких критериев рассматривались следующие целевые функции: штучное время (как величина, обратная производительности труда) и мощность резания. Так как обе рассматриваемые целевые функции нелинейны, то для нахождения оптимального плана задачи использовался квазиньютоновский метод оптимизации с использованием квадратичной экстраполяции вдоль касательного вектора в каждом одномерном поиске, задаваемая относительная погрешность – 0,000001. Результаты расчетов приведены в таблице 1.

Было рассмотрено, как меняются переменные и критерии при переходе от минимума одного критерия к минимуму другого. Критерии рассматривались в порядке снижения производительности труда, а для графического представления материала в качестве аргумента был выбран критерий мощности резания (N , кВт). Можно видеть (табл.1), что увеличение значения штучного времени на 3..15% приводит к уменьшению мощности резания на 3..10%. Из рассматриваемых переменных наиболее сильно влияет на значение целевых функций подача, которая при указанном уменьшении мощности может уменьшаться до 21%. Изменение скорости резания также является однонаправленным и лежит в пределах 2..10%. Одновременное увеличение обоих параметров положительно влияет на величину штучного времени, уменьшая его, и отрицательно – на величину мощности резания.

Нанеся на кривой Парето точки безусловных минимумов критериев $t_{шт}$ и N (рис.2), получаем возможность, двигаясь вдоль этой кривой, выбрать режим резания, более точно соответствующий текущим требованиям производства.

Можно видеть, что при повышении производительности труда значение подачи возрастает в рассматриваемом диапазоне от наименьшего к наибольшему для различных глубин резания ($t=4$ мм и $t=8$ мм). При уменьшении значения мощности резания очевидно возрастает скорость резания: от 117 м/мин до 145 м/мин при $t=4$ мм и 105-130 м/мин при $t=8$ мм.

Значения показателей частных минимумов целевых функций

№ точки	s, мм/об	v, м/мин	N, кВт	t _{sht} , мин	$\frac{N(t_{sht} \text{ min})}{N \text{ min}}$	$\frac{t_{sht}(N \text{ min})}{t_{sht} \text{ min}}$	s, %	v, %
Глубина резания t=4 мм								
1	0,9	135	11,4	64,6	2,6%	3,31%	5,3%	2,1%
	0,95	132,2	11,7	62,53				
2	0,75	145	10,6	72,1	10,4%	15,30%	21,1%	9,7%
	0,95	132,2	11,7	62,53				
3	1,00	129,5	11,9	60,6	8,4%	11,40%	16,7%	7,6%
	1,2	120,4	12,9	54,4				
4	1,1	124,6	12,4	57,3	7,3%	10,62%	15,4%	6,9%
	1,3	116,6	13,3	51,8				
Глубина резания t=8 мм								
1	0,75	130,4	19,8	80,2	5,6%	7,8%	11,8%	5,1%
	0,85	124,1	20,9	74,4				
2	0,9	121,3	21,4	71,9	1,9%	3,3%	5,3%	2,2%
	0,95	118,7	21,8	69,6				
3	1,00	116,3	22,3	67,5	7,6%	11,6%	16,7%	7,6%
	1,2	108,1	24,0	60,5				
4	1,1	111,9	23,2	63,8	6,9%	10,6%	15,4%	6,9%

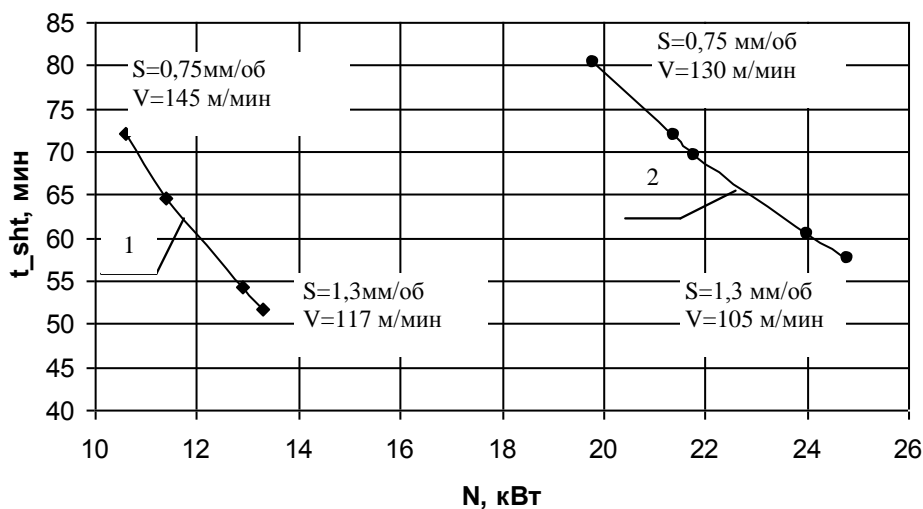


Рис. 2 – Кривая Парето для функций штучного времени t_{sht} и мощности резания N : 1 - $t=4$ мм, 2 - $t=8$ мм

Выводы

Для формирования энергосберегающих технологий на предприятиях первоначально необходимо исследование технологических факторов, которые определяют электропотребление, и, на этой основе, построение оптимизационных моделей энергоэффективности объекта управления. Реализация такого подхода требует не одного, а нескольких критериев, влияющих на эффективность работы. Выделены наиболее существенные из них – приведенные затраты (A), производительность труда (t_{sht}), расход твердого сплава (R_c), мощность резания (N).

Включение в систему целевых функций для МКО функции мощности резания позволяет выявить оптимальные режимы процесса механообработки, минимизирующие в определенных пределах энергозатраты. Показано, что при глубине резания $t=4$ мм, для уменьшения мощности резания на 10% подача должна быть уменьшена на 21%, а скорость резания увеличена на 10% (при $t=8$ мм соответствующие значения составят 7,6%; 16,7%; 7,6%). Это указывает на целесообразность использования твердосплавных пластинок с покрытиями, которые позволяют работать с меньшей подачей и большей скорости резания.

Построены кривые Парето, которые позволяют выбрать «компромиссные» режимы резания, отличные от режимов при абсолютных минимумах рассматриваемых критериев.

Литература: 1. Энергозбереження – досвід, проблеми, перспективи / Ковалко М.П.; Відпов. ред. Шидловський А.К.; Держкоменергозбереження України. – К.: Ін-т електродинаміки НАНУ, 1997. – 152 с. 2. Соловцев С.С. Приоритетные направления совершенствования производства точных коротких заготовок из сортового проката// Кузнечно-штамповочное производство. – М.: Машиностроение, 1990. -№7. –С.8-11. 3. Бойко Ю.В. На Украине возможен экономический прорыв// Киевский телеграф. 2006. -№5(299) –С.3. 4. Мрочек Ж.А., Шатуров Г.Ф., Шатуров Д.Г. Снижение энергоемкости процессов металлообработки при использовании ресурсосберегающих технологий. // Энерго- и материалосберегающие экологически чистые технологии. Тез. докл. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. Под ред. А.И.Свириденка, В.А.Бородули. – Гродно: ГрГУ, 2005. С.20-21. 5. Энергосбережение в металлообработке: монография/ В.С.Гузенко, А.В.Маковецкий, Е.В.Мироненко и др. – Краматорск: ДГМА, 2007. -264с. 6. Краснокутская Л.В., Хаец Г.Л. Принятие решений при многокритериальной оптимизации// Надежность режущего инструмента и оптимизация технологических систем. Сб. статей. Вып.6.-Краматорск:ДГМА, 1996.-с.92-109. 7. Мироненко Е.В., Васильева Л.В. К определению весовости критериев при оптимизации выбора режущего инструмента и режимов резания// Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. –Краматорськ: ДДМА, вип. 16, 2004. – с.159-165. 8. Теория проектирования инструмента и его информационное обеспечение: маркетинг, квалиметрия, надежность и оптимизация// Г.Л.Хаец, В.С.Гузенко, Л.Г.Хаец и др.: Под общ. ред. Г.Л.Хаец. -Краматорск:ДГМА, 1994. - 370 с.

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РІЗАННЯ ІЗ УРАХУВАННЯМ ЕНЕРГОВИТРАТ ПРИ ТОКАРНІЙ ОБРОБЦІ

Мироненко Є.В., Гузенко В.С., Васильєва Л.В.

У статті наведені результати дослідження впливу режимів різання токарної обробки на енерговитрати і їх вибір з точки зору мінімізації цих витрат.

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ С УЧЕТОМ ЭНЕРГОЗАТРАТ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ

Мироненко Е.В., Гузенко В.С., Васильева Л.В.

В статье приведены результаты исследования влияния режимов токарной обработки на энергозатраты и их выбор с точки зрения минимизации этих затрат.

OPTIMIZATION OF THE MODES OF CUTTING, WHICH TAKES INTO ACCOUNT EXPENDITURES OF ENERGY IN CASE OF LATHE TOOLING

Mironenko E., Guzenko V., Vasilyeva L.

Results of research of influencing the modes of cutting on the expenditures of energy. Choice of the modes of cutting from point of minimization of expenditures.

Ключевые слова: оптимизация, энергоэффективность, экстраполяция, локальный минимум, параметр, критерий.

Луців І.В. д.т.н., Лещук Р.Я., к.т.н.
ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

РОЗРОБКА АЛГОРИТМІВ СТВОРЕННЯ БАГАТОЛЕЗОВОГО ОСНАЩЕННЯ АДАПТИВНОГО ТИПУ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ОБЕРТАННЯ

Вступ

Проектування верстатно-інструментального оснащення (ВІО), як і будь-якого іншого технічного об'єкту, пов'язане із побудовою, перетворенням і документальним представленням образу даного об'єкту. Цей образ і його складові частини генеруються в процесі творення за певними алгоритмами, зокрема із залученням ЕОМ [1, 3, 4].

Всю множину конструкцій багатолезового ВІО можна класифікувати на три великі групи: а) багатолезові системи із жорсткозакріпленими різальними елементами; б) самовстановлювальні інструментальні блоки; в) складні адаптивні системи керування процесом обробки.

Кожна із цих груп ВІО має свої переваги, проте і істотні недоліки, що суттєво обмежують використання такого оснащення в реальних умовах обробки. Зрозумілою є необхідність пошуку шляхів суміщення переваг простоти звичайної багатолезової обробки з автоматичним її саморегулюванням за допомогою нескладних механізмів і пристроїв. Власне такими системами може служити оснащення із зв'язками адаптивного типу. Застосуванням таких зв'язків передбачається досягнути компенсації пружних деформацій технологічної оброблюючої системи; зміни подачі, як параметру регулювання; керування системою навантажень на верстат та інструмент; усунення зайвих в'язей в системі; гарантування адаптивних зворотних зв'язків; виключення впливу на деформації власне тих факторів, що визначають точність і якість обробки [2].

Постановка завдання. При проектуванні необхідно розглядати ВІО адаптивного типу як систему – множину взаємно пов'язаних один з одним конструктивних і функціональних елементів, що утворюють єдину цілісність.

Застосування системного підходу дає можливість розділити задачу і процедуру її розв'язку на логічно і системно пов'язані частини і забезпечити оптимізацію та ітераційність прийняття проектних рішень. Адже в зв'язку із складністю проектування в цілому, виконати вимогу адекватного оперування описами даного об'єкту в процесі його перетворення без розчленування на складові частини практично неможливо. Тому в основу алгоритму процесу проектування доцільно покласти принцип структурування описів оснащення за ступенем деталізації на ієрархічні рівні і принцип декомпозиції – розбиття уявлень кожного рівня на ряд складових частин (блоків) з можливостями поблочного проектування.

Вирішення завдання. Багатозначність, а часто і протиріччівість вимог до ВІО як щодо його функціонування, так і щодо експлуатації і створення (при виконанні умови системного розгляду всіх цих факторів у їх взаємозв'язку) призводить до необхідності розгляду великої кількості різних принципів побудови, схем і конструкцій. Тому доцільніше при блочній структуризації проектною задачею зупинитись на таких рівнях: 1) обробка вхідної інформації; 2) вибір і перевірка технологічної схеми обробки і компоновочного рішення оснащення; 3) синтез структури елементів компоновки і аналіз функціональних властивостей конструкції; 4) оптимізація параметрів і аналіз техніко-економічних характеристик конструкції; 5) оформлення опису і створення взірця оснащення (рис. 1).

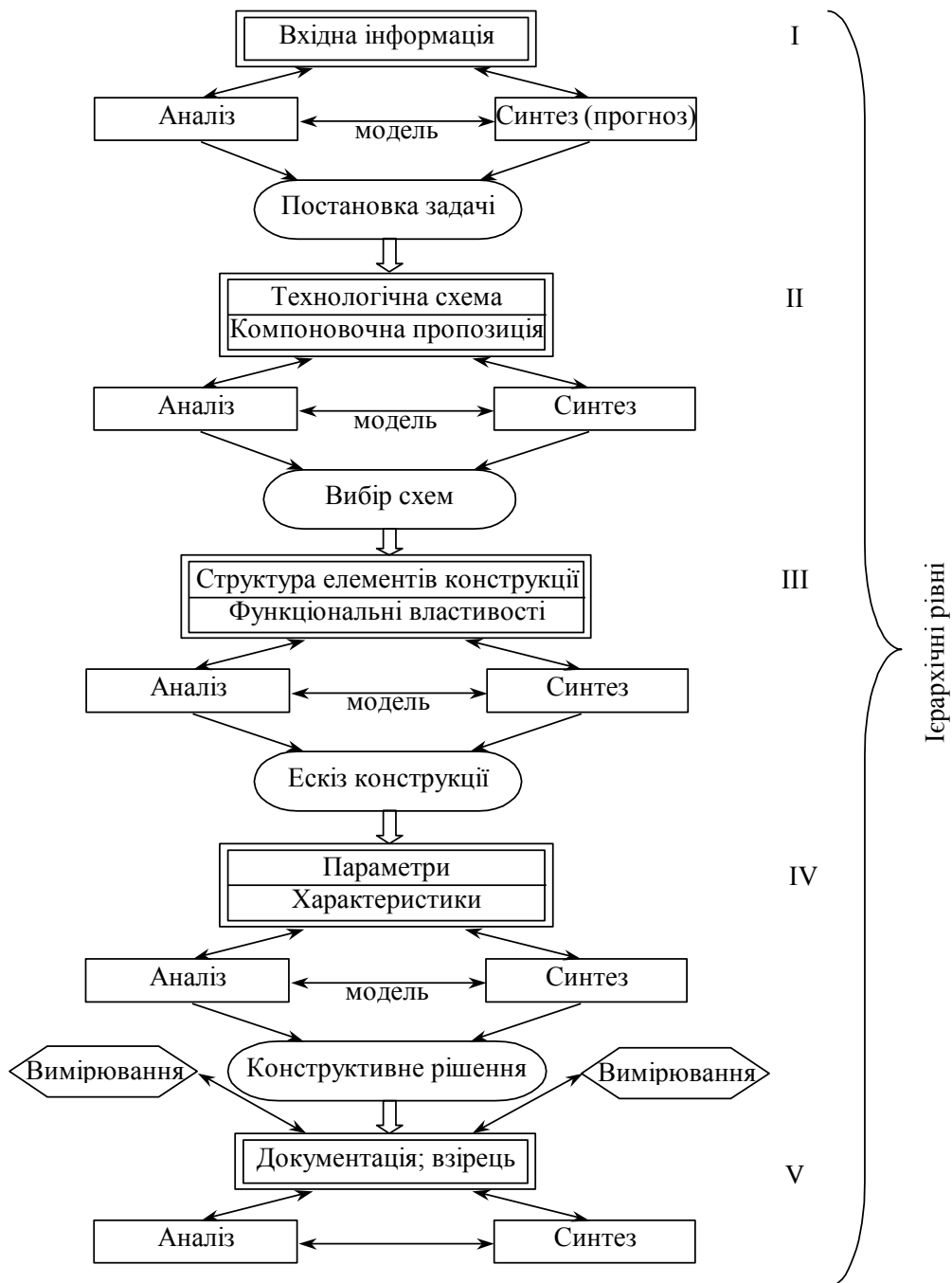


Рис. 1 - Принципова схема маршруту проектування багатолезового оснащення адаптивного типу.

Процес проектування включає евристичні та алгоритмічні операції, співвідношення між якими визначається ступенем невизначеності проектування на даній його стадії чи рівні. На кожному етапі можуть бути використані різні методи проектування, які оформляють розгалужену ланцюгову схему конструкторської розробки.

Ця схема інтегрує в собі сукупність базових проектних процедур, що передбачають багатоваріантне здійснення структурно-параметричного синтезу, одно- і багатоваріантного аналізу на основі моделювання та прийняття рішення щодо вибору подальшого шляху проектування.

При проектуванні ВІО з використанням моделювання (в тому числі машинного) доводиться постійно використовувати процедури синтезу і аналізу, причому на різних ієрархічних рівнях (рис.2).

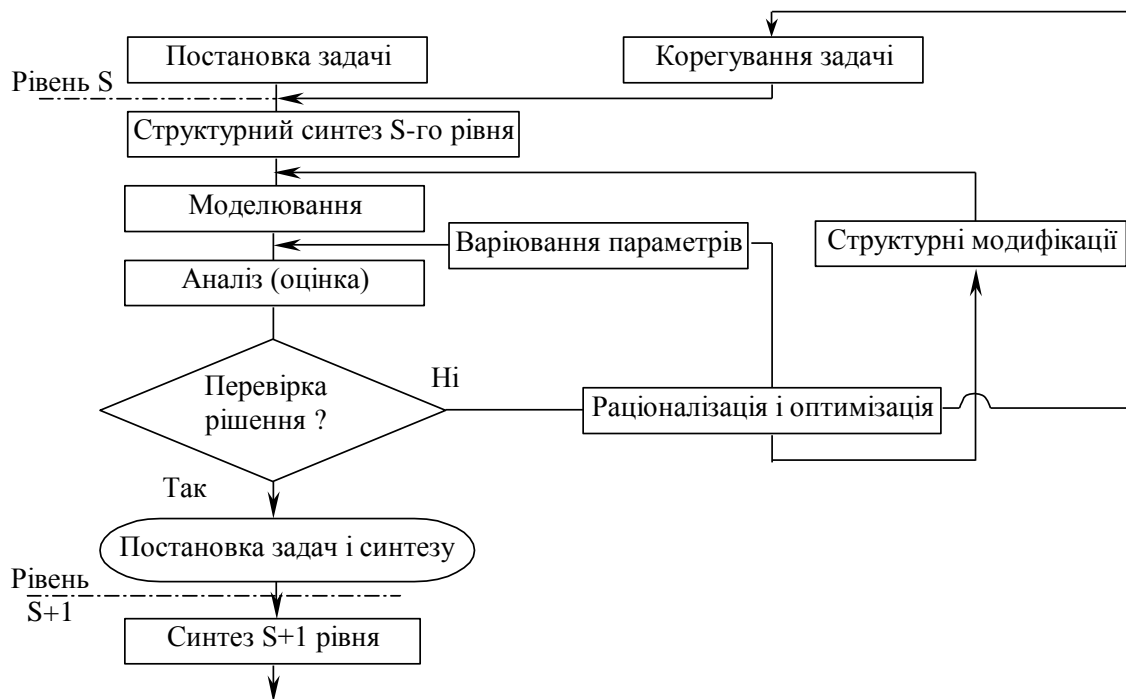


Рис. 2 - Процедури аналізу і синтезу при проектуванні ВІО адаптивного типу

Проектування на S -ому ієрархічному рівні починається із синтезу структури на основі інформації, отриманої на $S-1$ ієрархічному рівні. Такий синтез може бути здійснений в результаті виконання пошукових процедур, реалізації стратегії вибору або на основі власне використання моделі структурного синтезу. Для оцінки запропонованого варіанту створюється математична або експериментальна модель, за результатами реалізації якої перевіряються характеристики працездатності і здійснюється раціоналізація або оптимізація параметричного простору структурного елемента, який оцінюється. У випадку незадовільного рішення здійснюється корекція структури, а, можливо, і моделі, і оцінка повторюється. Виконання проектних процедур інколи може вимагати корегувати задачі S -ого ієрархічного рівня. Подальший розвиток процесу творення оснащення передбачає перехід на наступний $(S+1)$ -ий ієрархічний рівень, вхідною інформацією для якого є постановка задачі на синтез елементів структурної системи, синтезованої на попередньому етапі. Отже, наглядно виявляється характерна особливість взаємозв'язку задач аналізу і синтезу оснащення. Цей взаємозв'язок виражається у паралельному здійсненні цих процедур, причому аналіз передбачає використання раціоналізації параметричного простору, або параметричної оптимізації, а в свою чергу структурне творення об'єднує аналіз і параметричний синтез.

Враховуючи зазначене, в основу проектування верстатно-інструментального оснащення для багатолезової обробки покладено алгоритм структурно-параметричного паралельно направлено синтезу і аналізу оснащення.

Об'єднання процедур структурно-параметричного синтезу і аналізу в процесі паралельно послідовного проектування єдиною архітектурою дозволяє забезпечити більшу ефективність проектування на основі аналізу вхідних даних та характеристик і рішення відповідних задач А, Б, В. Цим досягається мета – створення візця оснащення, раціонального з конструкторської і технологічної точки зору. Представлений алгоритм проектування багатолезового оснащення дозволяє інтерпретувати чотири основні модулі проектування.

Першим модулем проектування при створенні ВІО є структурний синтез технології і компоновки (рис.3). При цьому здійснюється багатоваріантний вибір технологічної схеми, методу різання та компоновочного рішення оснащення і їх раціоналізація на основі оцінки технологіко-економічних показників. Критеріями при цьому служать точність, продуктивність

та економічність обробки та якість утримуваної поверхні.

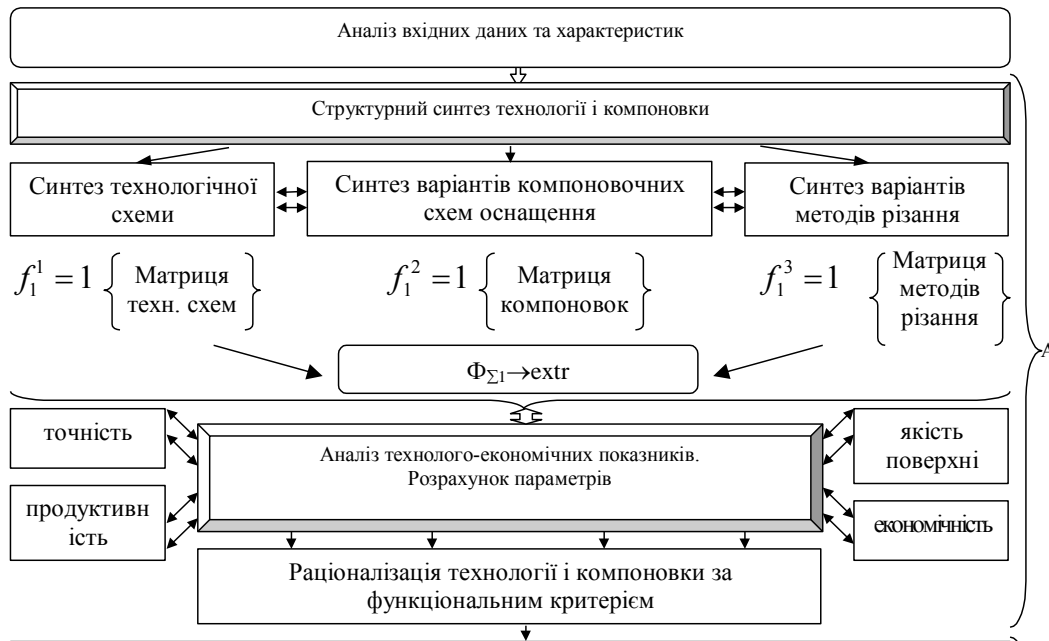


Рис.3 - Алгоритм структурного синтезу технології і компоновки.

Другим модулем є розробка механізмів адаптивних зв'язків, конструктивних елементів та інструментів оснащення і перевірка їх функціонування (рис.4). Етап завершується закінченими конструктивними схемами адаптивних зв'язків, елементів направляючих, опор, корпусів, конструкціями різальних елементів.

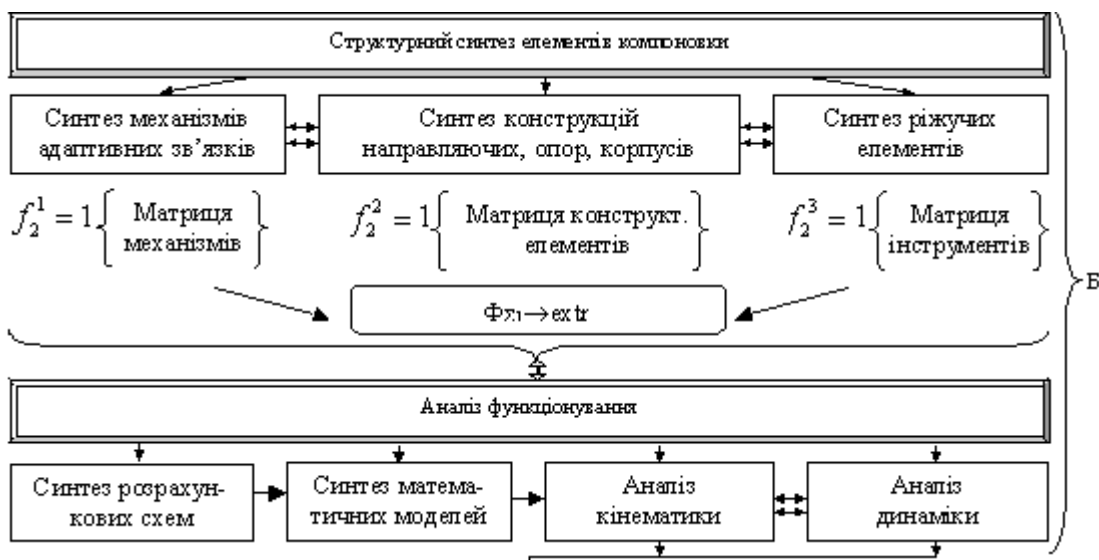


Рис.4 - Алгоритм структурного синтезу елементів компоновки.

Наступним кроком створення багатозового оснащення є моделювання і оптимізація конструктивних схем оснащення, визначення раціональних параметрів технологічних режимів, складових адаптивних зв'язків, форм і розмірів всіх елементів.

Ці процедури створюють комплексну систему як оцінки процесу функціонування з точки зору кінематичної і динамічної якості процесу, з одного боку, так і параметричної оптимізації технології, параметрів оброблюючої системи, параметрів адаптивних зв'язків з

іншого боку.

Останнім модулем процедури синтезу - аналізу оснащення є розрахунок і оцінка основних техніко-економічних показників на основі експериментально-теоретичного аналізу синтезованого взірця оснащення (рис.5).

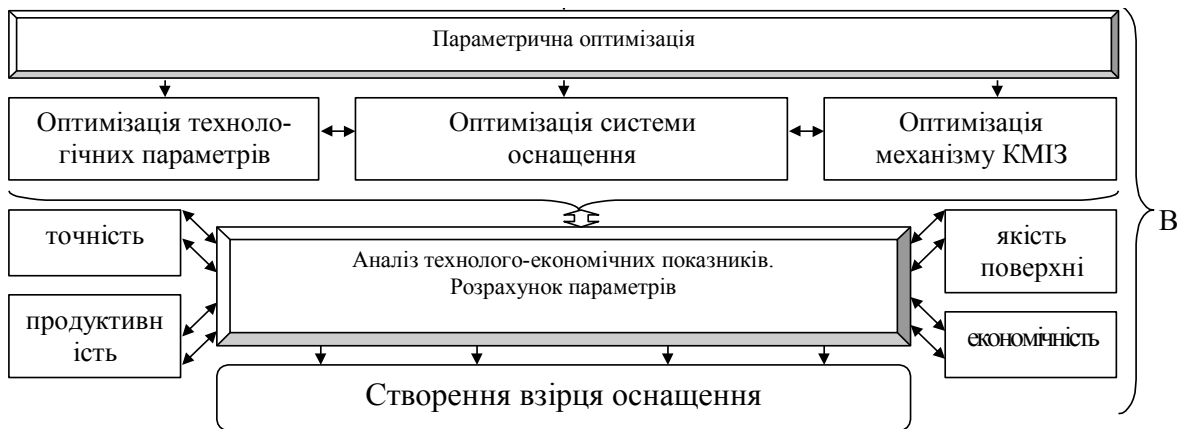


Рис.5 - Алгоритм розрахунку і оцінки основних техніко-економічних показників ВІО

Реалізація цих проектних модулів здійснюється на основі рішення задач аналізу і синтезу з використанням автоматизованих і неавтоматизованих прийомів.

Основною задачею конструкторського проектування ВІО для багатолезової обробки адаптивного типу є реалізація принципових технологічних схем такого різання. Ці схеми закладають базові принципи функціонування оснащення, і їх вибір можна трактувати як синтез принципового рішення оснащення, на основі якого формується компоновочна схема. При розробці принципової технологічної схеми багатолезового різання із адаптивними зв'язками слід враховувати такі фактори: 1) основні характеристики оброблюваної деталі (форма, розміри, матеріал); 2) вид обробки (токарна, розточування, свердління, розсвердлювання, зенкерування, інші); 3) можливість віднесення оброблених деталей до певного класу: вали; осі (гладкі, ступінчасті); отвори; труби; диски; стволи і т. д.; 4) умови виробництва (тип, програма випуску, організаційні форми); 5) характеристики можливого обладнання (токарні, токарно-гвинторізні, свердлильні, автомати, напівавтомати, з ЧПК і т. д.); 6) доцільне розміщення лез (по одну сторону, по периметру деталі, комбіновано); 7) застосований метод різання (поділ подачі, поділ припуску, поділ об'єму зрізаного шару, подрібнення стружки, комбіновані.).

Методика вибору технологічної схеми за певним методом різання може складатись з декількох етапів:

- упорядкування видів і різновидностей поверхонь деталей, які можна обробляти з допомогою багатолезової обробки;
- класифікація технологічних схем, які можна застосувати для такої обробки (розробка матриці рішень) ;
- визначення граничних розмірів оброблених поверхонь для відповідного типу схем;
- використання таблиць відповідностей технологічних схем і верстатів;
- розробка таблиць відповідностей функціональних кодів F_i матриці застосовуваності;
- розробка матриці застосовуваності, за якою визначають можливість використання відповідної технологічної схеми багатолезової обробки.

Відмінною характеристикою розробленої матриці застосовуваності є допущення існування одразу декількох рішень і можливість відповідної організації пошуку всіх цих допустимих рішень.

Послідовність розв'язку задачі відповідно передбачає першочергове визначення за

даними основними характеристиками оброблюваних деталей відповідних функціональних кодів F_i , для чого використовуються окремі таблиці відповідностей. За матрицею застосовуваності приймають ті рішення, для яких логічні змінні мають зв'язки для відповідних значень всіх функціональних кодів застосовуваності. Результатом такого першого етапу синтезу є вибрана схема багатолезової обробки із адаптивними зв'язками.

Розв'язок цієї задачі дозволяє отримати структурну формулу багатолезового оснащення із адаптивними зв'язками у вигляді структурної матриці, а також відповідний вираз компоновочної формули.

Отримання конкретної компоновальної схеми оснащення може бути здійснене на основі аналітичного вибору із узагальненої багатоваріантної структури компоновальних схем. Банк таких компоновальних схем зручно класифікувати за виглядом відповідних структурних формул, які вважатимемо основною ієрархічною ознакою класифікації. Конкретні ж елементи компоновок залежать від багатьох умов технологічного і конструкторського плану. Зрозуміло, що при синтезі компоновальної схеми оснащення у такій послідовності необхідно вирішити такі задачі: вибрати із сукупності банку компоновальних схем декілька допустимих варіантів; визначити раціональні варіанти, які слугуватимуть предметом розгляду при подальшому проектуванні. Розв'язок цих задач, зокрема, можливий на основі того, що для кожної компоновальної схеми доцільно виявити умови, які були б визначальними для її вибору як раціонального варіанту. В першу чергу виявлення таких умов призначення компоновальної схеми повинно здійснюватись на основі технологічних передумов (форма деталі, відношення довжини деталі, та інші).

Висновки

В результаті проведених досліджень інтегровані методики створення і проектування ВІО, які реалізовані в алгоритмі структурно-параметричного паралельно направлено синтезу і аналізу багатолезового оснащення адаптивного типу, який дозволяє інтерпретувати основні модулі проектування: багатоваріантний вибір технологічної схеми, методу різання та компоновочного рішення оснащення; розробку механізмів адаптивних зв'язків, конструктивних елементів та інструментів оснащення; моделювання і оптимізацію конструктивних схем.

Література: 1. Васильев Г.Н. Автоматизация проектирования металлорежущих станков / Васильев Г.Н. - М.: Машиностроение, 1987. - 280с. 2. Луців І. Структурний синтез багатолезового оснащення з кінематичними міжінструментальними зв'язками / Луців І.В. - Вісник Тернопільського державного технічного університету, 1997, т.2, №1, с.78-84. 3. Dimarogonas A.D. Computer-aided machine design. – New York: Prentice Hall, 1989, 729p. 4. Haug E.G. Applied optimal design: mechanical and structural systems. – New York: Wiley, 1979, 506p.

**РОЗРОБКА АЛГОРИТМІВ СТВОРЕННЯ БАГАТОЛЕЗОВОГО ОСНАЩЕННЯ
АДАПТИВНОГО ТИПУ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОВЕРХОНЬ ОБЕРТАННЯ**

Луців І.В., Лещук Р.Я.

В статті представлена методологія розробки багатолезового верстатно-інструментального оснащення адаптивного типу, яка реалізована в алгоритмі структурно-параметричного паралельно направлено синтезу і аналізу.

**РАЗРАБОТКА АЛГОРИТМОВ СОЗДАНИЯ МНОГОЛЕЗВИЙНОЙ
ОСНАСТКИ АДАПТИВНОГО ТИПА ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ
ВРАЩЕНИЯ**

Луцив И.В., Лещук Р.Я.

В статье представлена методология разработки многолезвийной станочно-инструментальной оснастки адаптивного типа, которая реализована в алгоритме структурно-параметрического параллельно направленного синтеза и анализа.

**DEVELOPMENT OF ALGORITHMS OF CREATION OF MULTIPLE-BLADE
RIGGING OF ADAPTIVE TYPE FOR TREATMENT OF SURFACES OF ROTATION**

Luciv I.V., Leschuk R.Y.

The methodology of developing of multiedge machine tools accessories of adaptive type realized in the algorithym of structural and parametric synthesis and analysis is given.

Гевко І.Б.

ТДТУ ім. І. Пулюя, м. Тернопіль, Україна

ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ГОФРОВАНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН

Вступ

Однією із передумов подолання кризової ситуації у національній економіці є подальший розвиток сільськогосподарського машинобудування, який сприяє зростанню продуктивності праці, підвищенню ефективності виробництва, покращенню якості продукції та вимагає принципово нових підходів до створення і використання високоефективних ресурсощадних технологій.

Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені виробництву гвинтових заготовок, рівень технологічного забезпечення для виготовлення гвинтових і кільцевих гофрованих заготовок в нашій країні та за її межами залишається недостатнім, а наукова база для його створення не завжди відповідає сучасним вимогам за матеріало- та енергомісткістю.

Серед зазначених проблем важливе місце посідає дослідження та розроблення прогресивних технологічних процесів формоутворення гвинтових гофрованих заготовок (ГГЗ), які набули широкого застосування у змішувачах, теплообмінниках, машинах для борботачії вільних абразивів, подрібнення для крапельного і вихрового зволоження, в кондитерській і фармацевтичній промисловостях для збивання в'язких мас тощо. Підвищені вимоги до конструктивних і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення функціональних можливостей ГГЗ потребують глибокого аналізу існуючих конструкцій і технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі науково обґрунтованих теоретичних та експериментальних напрацювань та їх успішного впровадження у виробництво.

Отже, дослідження спрямовані на розроблення та практичну реалізацію раціональних конструктивних і технологічних процесів отримання гвинтових і кільцевих гофрованих заготовок сільськогосподарських машин є актуальними, доцільними та перспективними з точки зору впровадження конкурентноздатних технологій з високими техніко-економічними показниками.

Питанням розроблення профільних гвинтових гофрованих робочих органів (ГПРО) сільськогосподарських та інших машин присвячені наукові праці Григор'єва А.В. [1], Германа Х. [2], Гевко Б.М., Рогатинського Р.М. [3], Куцина Л.М. [4] та інші. Однак цілий ряд питань, які пов'язані з особливостями виконання специфічних технологічних процесів потребують свого вирішення.

Тому метою даної роботи є математична формалізація опису гвинтових поверхонь для подальшої розробки математичних моделей технологічних процесів в яких використовують ГПРО і їх взаємодії з робочим середовищем і розробленням технології їх виготовлення.

У різних галузях народного господарства, в сільськогосподарському виробництві зокрема, значне поширення мають гофровані гвинтові стрічки (спіралі) різних шнекових робочих органів. Їх використання зумовлене по перше: технологічними системами, а саме можливістю впровадження прогресивних процесів навивання та прокатування при виготовленні широкострічкових шнекових елементів і по друге: підвищеною міцністю спіралей на згин.

Як показали дослідження до переваг гофрованих гвинтових заготовок відносяться наступні:

- додаткові переміщення сипких матеріалів в змішуваних зонах за рахунок гофр;
- покращення змішування сипких матеріалів за рахунок неоднакової швидкості руху частинок, які контактують з поверхнями різних параметрів гофр і кроків спіралей;

- можливість збільшення відносної товщини спіралі в межах 15..25%.
- зменшення зусилля формоутворення а порівнянні з щільним навиванням на 15..30%;
- зменшення товщини спіралі за зовнішнім діаметром, що забезпечує підвищення надійності і довговічності стрічкових змішувачів.

При гофроутворенні спіралі, що зумовлене технологією виготовлення, складки (гофри) утворюються на внутрішній стороні стрічки за умови збереження довжини елементарних смуг до і після формоутворення.

При формоутворенні кільця в першому наближенні рівняння гофрованої його поверхні кільця опишеться залежністю:

$$z = A(\rho) \sin(\varphi m / 2\pi), \quad (1)$$

де $A(\rho)$ - амплітуда гофрів, що визначається із умови заданого закону зміни видовжень смуг; m – кількість гофрів на одному повному витку; ρ та φ незалежні параметри полярної системи координат:

$$\int_0^{2\pi} \sqrt{\rho^2 + A^2(\rho) \sin 2\varphi} d\varphi = \lambda_\rho L_{3\phi}, \quad (2)$$

де $L_{3\phi}$ - довжина заготовки, що необхідна на один виток, мм;

λ - коефіцієнт зміни довжини стрічки при формоутворенні.

При формуванні із такого кільця гвинтової стрічки отримуємо складні періодичні гвинтові поверхні, аналітичний опис яких у декартових координатах є громіздким і незручним в користуванні.

Тому в цьому випадку, як і в низці інших доцільно переходити до іншої системи координат, а саме криволінійної гвинтової системи, зображеної на рис. 1.

Виділимо гвинтову лінію параметрами ρ та c і незалежною змінною τ , що описується рівнянням $\bar{r} = \rho \cos \bar{a} + \rho \sin \bar{a} \bar{j} + c \bar{k}$ і належить гвинтовій поверхні

$\bar{r}_{uv} = u \cos v \bar{i} + u \sin v \bar{j} + cv \bar{k}$, де $v = \tau$, $u = \rho$. В кожній точці цієї гвинтової лінії можна виділити супровідний трикутних векторних ортів; дотичної \bar{e}_t нормалі \bar{e}_n та бінормалі \bar{e}_g . Вибравши систему трьох координатних поверхонь таким чином, що в кожній точці простору кожна із них перпендикулярна відповідному орту супровідного трикутника отримаємо ортогональну тривимірну координатну систему:

$$ox^1x^2x^3 \equiv ontb. \quad (3)$$

Для виявлення зв'язку між координатними системами $ox^1x^2x^3$ та $ontb$ зручно користуватись перехідною циліндричною системою координат $o\rho\varphi z$, яка також буде широко використовуватись в подальшому.

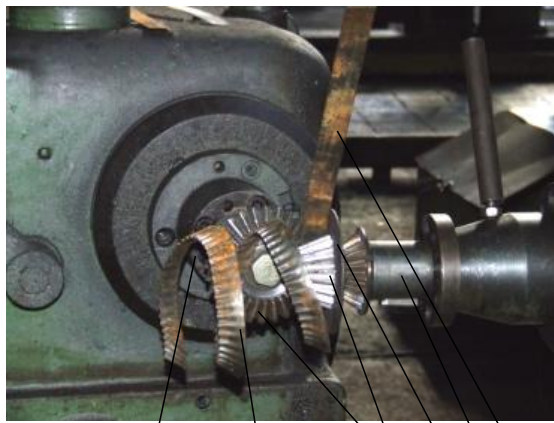
Рівняння зв'язку систем $oxyz$ та $o\rho\varphi z$ мають вигляд:

$$x = \rho \cos \varphi; \quad y = \rho \sin \varphi; \quad z = z. \quad (4)$$

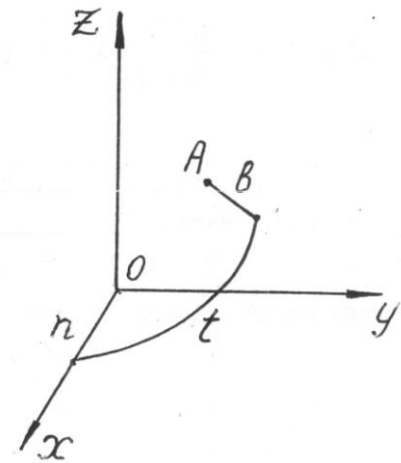
Рівняння зв'язку систем $o\rho\varphi z$ та $ontb$ описується наступними залежностями:

$$n = \rho; \quad t = \varphi \sqrt{\rho^2 + c^2}; \quad b = (z - c\varphi) \frac{\rho}{\sqrt{\rho^2 + c^2}}, \quad (5)$$

де c – параметр кроку гвинтової поверхні і відповідної її криволінійної системи координат $c = T / (2\pi)$.



а) 6 5 4 3 2 1



б)

Рис.1 - Гофровані гвинтові спіралі виготовлені парою ортогональних формувальних інструментів ($\alpha = 90^\circ$) на обкатному верстаті та гвинтова система координат $ontb$ /б/ для їх формалізованого опису:

1-заготовка; 2-ведучий шпindel; 3-упорне кільце; 4-пара конічних зубчастих коліс; 5-гвинтова гофрована заготовка; 6-ведений шпindel

Отже зв'язок системи координат буде наступним:

$$\begin{aligned} x &= n \cos \left[\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}} \right]; \quad y = n \sin \left[\frac{t}{\sqrt{n^2 + c^2}} \right] \\ z &= \frac{b\sqrt{n^2 + c^2}}{n} + \frac{ct}{\sqrt{n^2 + c^2}} \end{aligned} \quad (6)$$

У криволінійній гвинтовій системі координат рівняння прямого гелікоїда прийме вигляд: $b = 0$, а рівняння косої гелікоїда із кутом нахилу δ твірної у криволінійній гвинтовій системі координат має вигляд:

$$b = \frac{n^2 \operatorname{tg} \delta}{\sqrt{n^2 + c^2}} = \frac{\rho^2 \operatorname{tg} \delta}{\sqrt{\rho^2 + c^2}} \quad (7)$$

Рівняння періодичної (гофрованої) гвинтової поверхні буде наступним:

$$b = A(n) \sin \frac{tm}{\sqrt{n^2 + c^2}} \quad (8)$$

Довжина дуги у системі координат O_n описується наступною залежністю:

$$dS^2 = \sqrt{dn^2 + dt^2 + db^2} \quad (9)$$

$$\int_0^{t_3} \sqrt{1 + A^2(n) \sin^2 \frac{2tm}{\sqrt{n^2 + c^2}}} dt = \lambda_p L_3, \quad (10)$$

де $t_3 = \frac{L_3 \sqrt{n^2 + c^2}}{\sqrt{\rho_0^2 + c^2}}$ - довжина гвинтової лінії параметром $\rho = n$;

L_3 - довжина заготовки, мм;

ρ_0 - радіус нейтрального шару деформації, мм.

Розглянемо формалізований опис гвинтових профілей гвинтових поверхонь із постійними конструктивними параметрами.

Робочою поверхнею транспортуючих та змішуючих шнеків сільськогосподарських машин є гвинтова поверхня. Якщо вона має гвинтову симетрію, то в загальному випадку у параметричному вигляді поверхня прямого гелікоїда із кутом нахилу твірної до осі шнека $\beta = 90^\circ$, буде описуватись залежностями:

$$x = u \cos v; \quad y = u \sin v; \quad z = T v / (2\pi), \quad (11)$$

де u, v – радіальний та кутовий параметри.

Для кінчного шнеку, залежність (1) не зміниться, а $d(z) < 2u < D(z)$.

Рівняння довільної гвинтової поверхні у векторній формі запишеться у вигляді:

$$\bar{r}(u, v) = u \cos v \bar{i} + u \sin v \bar{j} + z(u, v) \bar{k} \quad (12)$$

Вектори, бази дотичної площини відповідно наберуть вигляду

$$\begin{aligned} \bar{r}_1 &= r_u(u, v) = \cos v \bar{i} + \sin v \bar{j} + f'(u) \bar{k} \\ \bar{r}_2 &= r_v(u, v) = -u \sin v \bar{i} + u \cos v \bar{j} + (T/2\pi) \bar{k} \end{aligned} \quad (13)$$

Одиничний вектор нормалі до гвинтової поверхні в довільній точці буде мати вигляд

$$n_{uv} = \frac{\bar{r}_1 \cdot \bar{r}_2}{|\bar{r}_1 \cdot \bar{r}_2|} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \cos v & \sin v & f'(u) \\ -u \sin v & u \cos v & T/(2\pi) \end{vmatrix} \quad (14)$$

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена методика моделювання гофрованих гвинтових робочих органів сільськогосподарських та інших машин для виконання операцій змішування, роботи в теплообмінниках та інше.

2. Виведені аналітичні залежності, які описують профіль гвинтових гофрованих поверхонь у параметричному вигляді на основі яких можна розробляти відповідні гвинтові гофровані робочі органи сільськогосподарських машин.

Література: 1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. – М.Машиностроение. – 1972. 2. Герма Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Л.1975. – 226 с. 3. Гевко Б.М., Рогатинський Р.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. – Львів, 1989. – 256с. 4. Куцын Л.М. Механико-технологические основы создания транспортирующих дозирующих и смешивающих устройств приготовления кормов для животноводческих ферм. Автореф. дис. Д.т.н. Ростов на Дону. – 1982.

ДО ПИТАННЯ МОДЕЛЮВАННЯ ГОФРОВАНИХ ГВИНТОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МАШИН

Гевко І.Б.

Приведена методика моделювання гофрованих гвинтових робочих органів сільськогосподарських і інших машин. Виведено аналітичні залежності, які описують профіль гвинтових гофрованих робочих органів для виконання різних операцій.

К ВОПРОСУ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГОФРИРОВАННЫХ ВИНТОВЫХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МАШИН

Гевко И.Б.

Приведенная методика моделирования гофрированных винтовых рабочих органов сельскохозяйственных и других машин. Выведены аналитические зависимости, которые описывают профиль винтовых гофрированных рабочих органов для выполнения разных операций.

TO QUESTION OF DESIGN OF CORRUGATED SCREW WORKING ORGANS OF MACHINES

Gevko I.B.

The brought methodology over of design of the corrugated spiral working organs of agricultural and other machines. Analytical dependences which describe the type of the spiral corrugated working organs for implementation of different operations are shown out.

Ключові слова: методика, моделювання, аналітична залежність, профіль, робочий орган

Аносов В.Л., Черномаз В.Н., Гузенко В.С.
ДГМА, г. Краматорск, Украина
ntc_instrument@mail.ru, hage32@mail.ru

ГРАФОВАЯ МОДЕЛЬ ПОТОКОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ В МЕХАНООБРАБОТКЕ

Введение

Описание процессов механообработки с помощью структурной модели потоков событий, что, собственно и порождает граф, естественно. Ограничивающим условием здесь является то, что потоки событий предполагаются пуассоновскими [1]. С помощью этих потоков можно моделировать процессы отказов составляющих технологической системы – станка и инструмента, а также их устранения (ремонта или обслуживания). В частности, этому посвящена работа [2]. Предположение о том, что потоки являются пуассоновскими, позволило авторам использовать математический аппарат марковских процессов и с помощью системы уравнений Колмогорова рассчитать предельные вероятности пребывания системы в каждом из состояний.

За последние годы собран достаточно обширный экспериментальный материал по распределению времен пребывания технологической системы в том или ином состоянии [3,4], который указывает на то, что характер распределения может быть любой и только иногда пуассоновский.

В работе [5] приведены постановки задач, связанных со сложным функционированием технологической системы, в которой одновременно протекают процессы износа инструмента, накопления усталостных повреждений деталей станка, обработки серий однотипных деталей, а также замены (восстановления) инструмента, ремонта станка и развития усталости рабочего.

Целью настоящей работы является разработка методики формирования и использования графовой модели процессов восстановления без предположения о том, что процессы пуассоновские, применительно к моделированию процессов механообработки.

Основная часть

Процессом восстановления называется поток событий, для которого задано распределение времени τ_i между $(i-1)$ -ым и i -ым событиями. В частности, такими потоками будут являться потоки выхода из строя режущего инструмента при механообработке, его обслуживания и ремонта. Время распределения между событиями предполагается распределенным по некоторому закону, математическое ожидание которого может быть определено.

Рассмотрим модель. Пусть задан граф, вершинами которого являются состояния A_1, \dots, A_n , а дугами – возможные переходы из одного состояния в другое.

В каждом состоянии A_i протекает процесс восстановления, для которого задано распределение времени $\rho_i(\tau)$ пребывания в этом состоянии в виде плотности вероятности. Обозначим $M[\tau_i]$ – математическое ожидание распределения $\rho_i(\tau)$. Затем система переходит в какое-то другое состояние.

Фрагмент графовой потоковой модели приводится ниже (рис. 1). Здесь A_{S_j} ($j=1, \dots, m$) – подмножество состояний, непосредственно предшествующих наступлению A_i , A_{K_p} ($p=1, \dots, q$) – подмножество состояний в которые может перейти A_i .

Не ограничивая общности можно считать модель цикличной, то есть, если система работает достаточно долго, то она многократно проходит через любые из состояний A_i . При этом существенно, что если система вновь возвращается в состояние A_i , то поток возобновляется и продолжается, как если бы он не прерывался. Если процесс механообработки был прерван, например, для подналадки, а после нее вновь был продолжен,

то при расчете времени работы инструмента и оборудования можно условно считать, что процесс не прерывался.

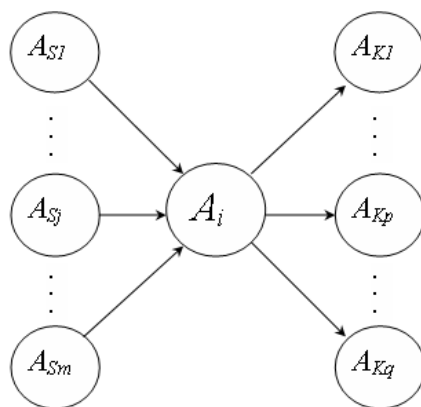


Рис. 1 – Фрагмент графовой модели переходов между состояниями

Определим случайную величину v_{it} - число пребываний системы в состоянии A_i за время t . Соответственно, $M[v_{it}]$ – математическое ожидание. Для любого сколь угодно малого $\varepsilon > 0$, имеет место:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} P\left(\left|\frac{M[v_{it}]}{t} - \frac{1}{M[\tau_i]}\right| < \varepsilon\right) = 1. \quad (1)$$

Доказательство приведено в работе [5].

В графовой модели процесса механообработки при достаточно большом значении времени t формулу (1) можно представить в виде:

$$M[\tau_i] \cdot M[v_{it}] \approx t. \quad (2)$$

Будем называть интенсивностью события A_i среднее число его наступлений в единицу времени. Тогда интенсивность на основании (1), (2) логично записать так

$$\lambda_i = \frac{1}{M[\tau_i]}. \quad (3)$$

В силу цикличности графовой модели при достаточно большом t количество входов в любое из состояний A_i , равняется количеству выходов из этого состояния.

Обозначим T_i – суммарное время пребывания в состоянии A_i при достаточно большом времени функционирования модели T_0 , тогда:

$$T_0 = \sum_{i=1}^n T_i. \quad (4)$$

В общем случае, в каждом из состояний A_i протекает несколько процессов восстановления (рис. 2а), каждый из которых характеризуется некоторым распределением времени между событиями $\rho_{ip}(\tau)$, ($p=1, \dots, q_i$). Когда происходит одно из событий B_{ip} , то система переходит в состояние A_K . Здесь протекают другие n_K процессов (рис. 2б), которые могут задаваться, в частном случае, измеримыми плотностями $\rho_{Kp}(\tau)$, ($p=1, \dots, q_K$).

Как уже было сказано ранее, распределение времен между событиями в технологической системе не всегда является показательным [3]. В частности, это касается режущего инструмента, как времени до критического износа, так и времени обслуживания. В работе [4] проведен анализ характера распределения времени на замену ножей и пластин ряда конструкций торцовых фрез. В зависимости от конструктивных особенностей характер распределений являлся логарифмически-нормальным, Вейбулла-Гнеденко и нормальным.

Время T_i можно разбить на части, каждая из которых есть часть времени, когда система находилась в состоянии A_i , переходя из него в последующие состояния A_{Kp} , т.е.

$$T_i \sum_{p=1}^{q_i} \frac{1}{M[\tau_{Kip}]} \cdot \quad (5)$$

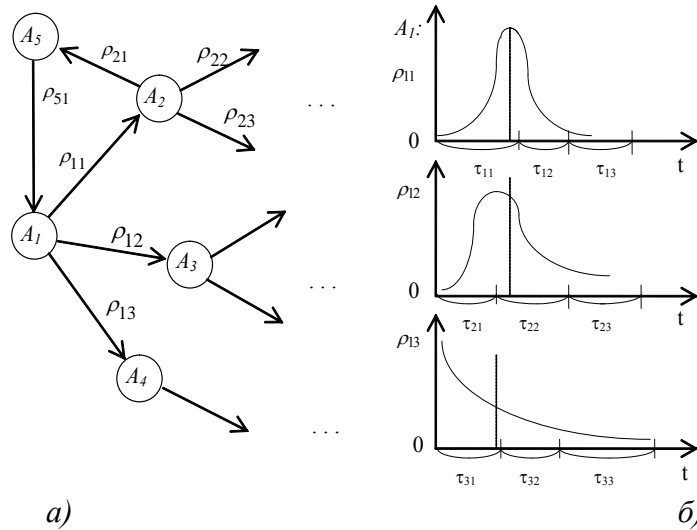


Рис. 2 – Графовая модель переходов между состояниями:
 а) общий вид модели;
 б) плотности вероятности переходов из состояния A_1

С другой стороны, с учетом интенсивностей переходов в состояние A_i из предшествующих A_j :

$$\sum_{j=1}^{m_i} \frac{T_{Sj}}{M[\tau_{Sji}]} \cdot \quad (6)$$

Таким образом, при достаточно длительном функционировании графовой модели механообработки, оценки времени пребывания ее в каждом из состояний, получим линейную систему уравнений:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n T_i = T_0, \\ T_i \sum_{p=1}^{q_i} \frac{1}{M[\tau_{Kip}]} = \sum_{j=1}^{m_i} \frac{T_{Sj}}{M[\tau_{Sji}]} \end{cases} \cdot \quad (7)$$

для каждого из состояний $i=1, \dots, n$.

Система (7) обобщает систему предельных состояний Колмогорова на случай когда снимается ограничение на то, что потоки событий пуассоновские.

Характерным для механообработки, является то, что некоторые процессы протекают параллельно. Отсюда, не ограничивая общности, можно построить другую графовую модель, включив в нее не исследованные ранее процессы, оценив, таким образом, предельные времена их протекания.

Для практической оценки времени пребывания технологической системы в i -м состоянии с использованием системы (7) достаточно задать время пребывания системы в одном из состояний T_S или общее время работы системы T_0 .

Дисперсию этих времен можно определить по формуле [5]:

$$DT_i = T_i \sum_{p=1}^{q_i} \frac{D\tau_{Kip}}{M[\tau_{Kip}]} \cdot \quad (8)$$

В качестве примера будет рассмотрена задача построения графовой модели работы и обслуживания металлорежущего станка. Все время в течение смены или нескольких смен

поряд разбивается на время резания и время обслуживания. В течение времени резания одновременно происходит ряд различных процессов (рис. 3):

- 1) Процесс старения и износа инструмента, который можно характеризовать временем работы τ_{12e} , $e = 1, 2, \dots$ инструмента до отказа.
- 2) Процесс появления поломок и неблагоприятных режимов в станке, включая сюда возможность появления неблагоприятной формы стружки и т.п. Можно характеризовать этот процесс временем работы τ_{13e} , $e = 1, 2, \dots$ до появления следующей необходимости остановки процесса резания и подналадки системы.
- 3) Процесс появления необходимости смены или переустановки детали, который будем характеризуется временем τ_{14e} , $e = 1, 2, \dots$ от одной установки до другой.
- 4) Процесс накопления усталости рабочего, который будем характеризовать временем τ_{14e} , $e = 1, 2, \dots$ от одного отдыха рабочего до другого (при этом распределение времени τ_{14e} таково, что учитывается только нагрузка от самого (непрерывного) процесса резания).

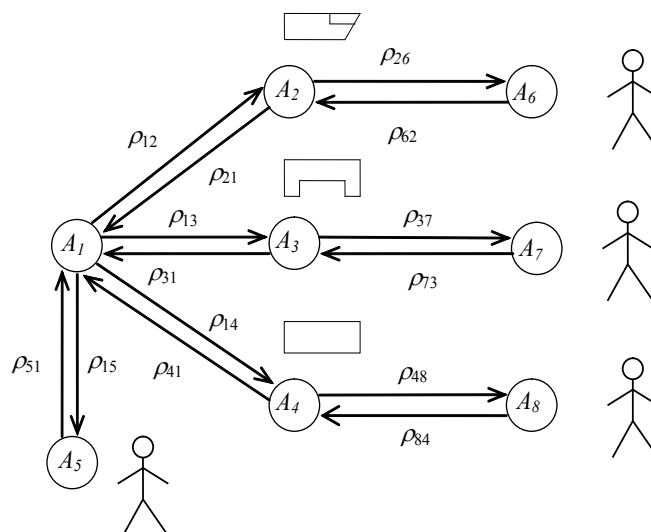


Рис. 3 – Графовая модель работы и обслуживания металлорежущего станка

Процессы п. 1-4 протекают одновременно в течение процесса резания, который можно считать первым состоянием A_1 .

После того как происходит событие процессов 1, 2, 3 или 4 система переходит соответственно в состояния A_2 , A_3 , A_4 и A_5 .

В состоянии A_2 протекает два процесса:

- 1) Процесс обслуживания инструмента. Этот процесс характеризуется временем τ_{21e} , $e = 1, 2, \dots$ после которого система возвращается в состояние A_1 , т.е. процесс резания возобновляется.

- 2) Процесс повышенного накопления усталости рабочего, который характеризуется временем τ_{26e} , $e = 1, 2, \dots$ от одного отдыха рабочего до другого, если бы он был непрерывно занят обслуживанием инструмента. Если происходит событие этого процесса, то система переходит в состояние A_6 отдыха рабочего. Заметим, что при этом усталость, накопленную рабочим в процессе резания и в процессе заточки учитывается отдельно в течение времен t_1 , t_2 пребывания системы соответственно в состояниях A_1 , A_2 .

В состояниях A_3 и A_4 также происходят одновременно по два процесса:

1) Процесс подналадки станка (для A_3) или установки детали (для A_4), характеризуемый временами $\tau_{31e}, e=1,2,\dots$, или $\tau_{41e}, e=1,2,\dots$, соответственно, после которых система возвращается в состояние A_1 , т.е. процесс резания возобновляется.

2) Процесс накопления усталости рабочего, который характеризуется разной интенсивностью при подналадке и при установке детали и соответственно определяется временами $\tau_{37e}, e=1,2,\dots$, или $\tau_{48e}, e=1,2,\dots$.

В состояниях отдыха рабочего A_5, A_6, A_7, A_8 происходит один процесс, который характеризуется временами отдыха соответственно $\tau_{51e}, \tau_{62e}, \tau_{73e}, \tau_{84e}, e=1,2,\dots$, после которых система возвращается соответственно в состояния A_1, A_2, A_3, A_4 , в которых соответствующий процесс резания или обслуживания возобновляется.

Можно считать, что времена τ_{ije} заданы плотностями распределения вероятности $\rho_{ij}(\tau)$.

Если задать необходимое время пребывания системы в состоянии A_1 (процесс резания) для обработки партии деталей T_1 , то остальные времена T_2, \dots, T_8 могут быть рассчитаны из уравнений системы (7).

Дисперсия времен $T_i, i=2, \dots, n$ может быть оценена по формуле (8).

Общая дисперсия всего времени обработки партии деталей:

$$DT_0 = \sum_{i=2}^n DT_i \cdot \quad (9)$$

Таким образом, данная методика позволяет не только рассчитать средние времена протекания разных процессов и общее суммарное время T_0 для процессов восстановления общего вида, но и получить оценку дисперсии суммарного времени обработки DT_0 при условии различных дисперсий и законов для времен различных процессов.

Выводы

Графовая модель может быть эффективно применена для моделирования потоков событий в технологической системе.

Предложена линейная система уравнений, обобщающая систему предельных состояний Колмогорова с учетом снятия ограничения на пуассоновский характер потоков событий, что позволяет повысить адекватность моделирования процессов восстановления, происходящих при функционировании технологической системы.

Представленная методика позволяет рассчитать средние времена протекания разных процессов и общее суммарное время T_0 для процессов восстановления общего вида, получить оценку дисперсии суммарного времени обработки DT_0 при условии различных дисперсий и законов для времен различных процессов.

Литература: 1. Вентцель Е.С. Исследование операций. – М.: Советское радио, 1972. – 552с. 2. Коткина М.Г., Черномаз В.Н., Зуева Л.М. Определение производительности при обработке деталей на станках токарной группы с учетом времени на обслуживание // Надежность режущего инструмента. – Донецк: ДПИ, 1984, С.89-93. 3. Теория проектирования инструмента и его информационное обеспечение: маркетинг, квалиметрия, надежность и оптимизация/ Г.Л.Хаеа, В.С.Гузенко, Л.Г.Хаеа и др.: Под общ.ред. Г.Л.Хаеа. - Краматорск: ДГМА, 1994. - 370с. 4. Аносов В.Л. Экспериментальные исследования времени восстановления торцовых фрез с механическим креплением пластин // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2004, вип. №15, С.40-45. 5. Системный анализ, оптимизация и принятие решений в механообработке / Г.Г.Коткин, В.С.Гузенко, А.Л.Еськов и др.: Под общ.ред. В.С.Гузенко. -Краматорск: ДГМА, 1998. - 234с.

ГРАФОВА МОДЕЛЬ ПОТОКІВ ВІДНОВЛЕННЯ У МЕХАНООБРОБЦІ

Аносов В.Л., Черномаз В.М., Гузенко В.С.

У даній роботі представлена методика застосування графових моделей потоків подій в технологічній системі. Приведена лінійна система рівнянь, що узагальнює систему граничних станів Колмогорова з урахуванням зняття обмеження на пуасонівський характер потоків подій. Розглянута задача побудови графової моделі роботи і обслуговування металорізального верстата. Методика дозволяє розрахувати середні часи протікання процесів і загальний сумарний час для процесів відновлення загального вигляду, отримати оцінку дисперсії сумарного часу обробки за умови різних дисперсій.

ГРАФОВАЯ МОДЕЛЬ ПОТОКОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ В МЕХАНООБРАБОТКЕ

Аносов В.Л., Черномаз В.Н., Гузенко В.С.

В данной работе представлена методика применения графовых моделей потоков событий в технологической системе. Приведена линейная система уравнений, обобщающая систему предельных состояний Колмогорова с учетом снятия ограничения на пуассоновский характер потоков событий. Рассмотрена задача построения графовой модели работы и обслуживания металлорежущего станка. Методика позволяет рассчитать средние времена протекания процессов и общее суммарное время для процессов восстановления общего вида, получить оценку дисперсии суммарного времени обработки при условии различных дисперсий.

COUNT MODEL OF RENEWAL STREAMS IN TREATMENT CUTTING

Anosov V.L., Chernomaz V.N., Guzenko V.S.

In the article the methodology of application of count models of events streams in the technological system is presented. The linear equation system, summarizing the system of the maximum states of Kolmogorov taking into account lifting restrictions on Poisson character of events streams is brought. The task of construction of count model for work and maintenance of metal-cutting machine tool is considered. The methodology allows to calculate average time of process flowing and common total time for the renewal processes of general view, to get the dispersion estimation of total time of treatment on condition of different dispersions.

Ключевые слова: Графовая модель, технологическая система, режущий инструмент, потоки событий, отказы, время восстановления.

Ковалёв Д.Г., Мироненко Е.В.

ДГМА, Краматорск, Украина

Denic.Kovalyov@gmail.com

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ ТОКАРНО- КАРУСЕЛЬНОЙ ГРУППЫ

Введение

В настоящее время находят широкое применение более износостойкие и теплостойкие инструментальные материалы, пониженной прочности. При снятии больших сечений среза растет число поломок инструмента, что заставляет ограничивать подачу, снижает стойкость инструмента, а также увеличивает расход инструмента.

Согласно принципам системного подхода к проектированию инструмента в большинстве случаев нецелесообразно заниматься разработкой конструкций отдельных инструментов вне их связи с другими инструментами определенного конструктивно-размерного ряда. Более эффективным является разработка системы инструментов, предназначенных для определенных целей. [1,2]

Структура сборных резцов для черновой обработки на тяжелых станках имеет несколько вариантов. Резцы изготавливают цельными или блочными, т.е. рабочая головка инструмента является съемной. [3]

Целью работы является создание современного, прогрессивного инструмента повышенной прочности для механической обработки на уникальных станках токарно-карусельной группы.

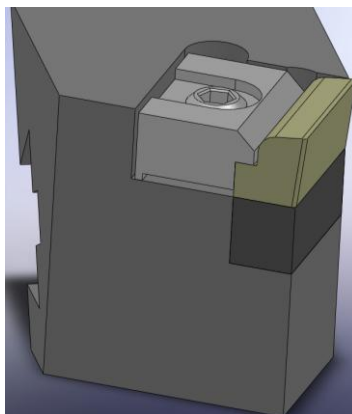
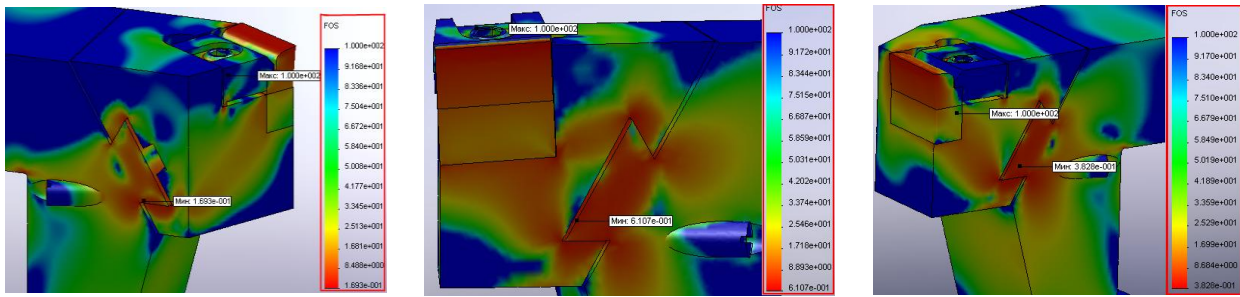


Рис. 1 – Сменный блок режущего инструмента

Рассмотрим конструкции режущего инструмента со сменными блоками, (рис.1) и соединением типа «ласточкин хвост».

На рис.2 показано положение полей распределения напряжений возникающих в резце при действии статической нагрузки. Как видно из эпюры наибольшее значение имеют растягивающие напряжения на передней поверхности пластины и в узле крепления блока. Анализируя прочностные характеристики, можно сделать вывод, что на крепежных элементах блока, вследствие действия постоянной нагрузки, возникнет пластическое деформирование, что может вызвать заклинивание и затруднит его смену.[4,5]



$\varphi = 60^\circ$

$\varphi = 90^\circ$

$\varphi = 0^\circ$

Рис. 2 - Распределение коэффициента запаса прочности при нагружении на всю длину режущей кромки

На рис. 3 представлена модель предлагаемого резового блока для пластинчатого суппорта токарного станка с ЧПУ.

Укороченная направляющая шпонка 1 устанавливается на уступе державки 6. Опорными поверхностями резового блока является участок со шпоночным пазом и узел клина-прихвата. Блок устанавливается по шпонке и прижимается клином 3, усилие затяжки обеспечивается болтом 4, установленным через шайбу 5.

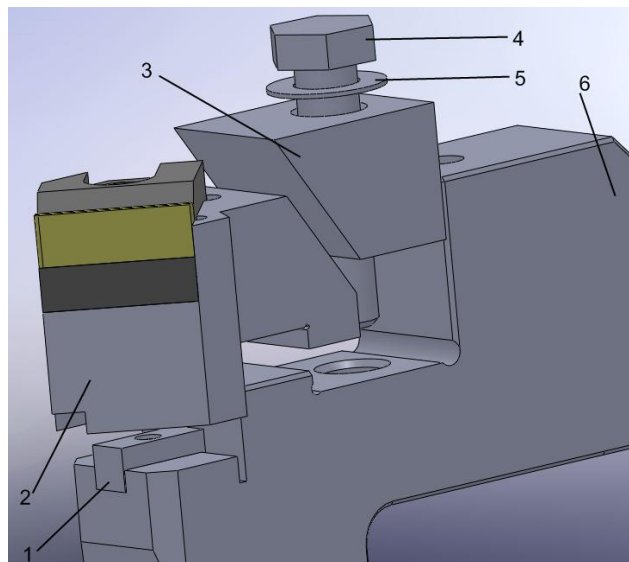


Рис. 3 - Общий вид рассматриваемого модульного инструмента

Для повышения эффективности лезвийной обработки на тяжелых станках была спроектирована блочно-модульная подсистема токарного инструмента, исключая вышеперечисленные недостатки базовой конструкции (рис. 1). Применение пластины с уступом позволило максимально укоротить блок, тем самым уменьшить, а в случае прорезного резца, полностью исключить влияние плеча силы резания P_z на прочность узла крепления резового блока.

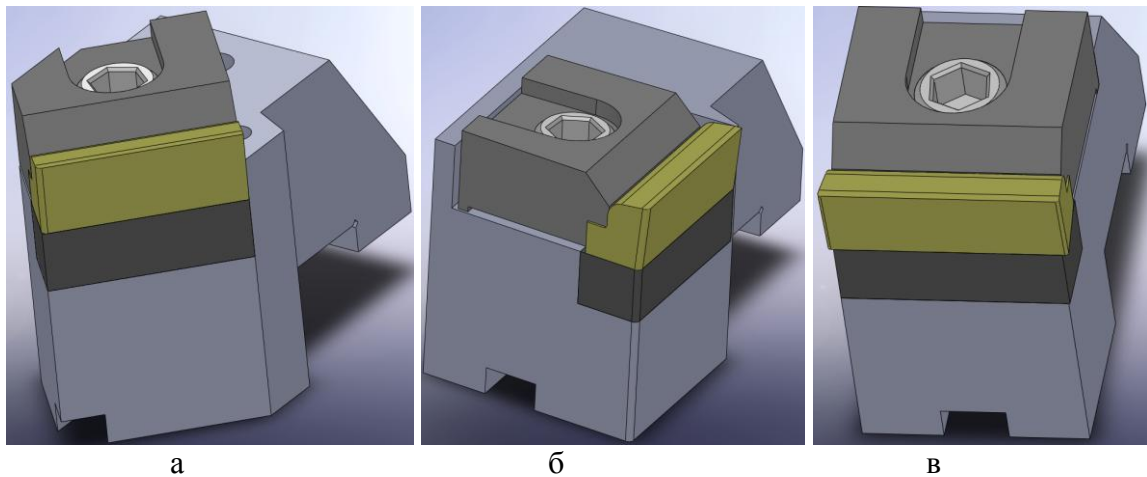


Рис. 4 - Система блоков-вставок для тяжелых токарных станков с ЧПУ:

а – проходной резец $\varphi=60^\circ$, б – проходной упорный резец $\varphi=90^\circ$, в – подрезной резец $\varphi=0^\circ$.

Объект исследования представляет собой универсальную державку для пластинчатого суппорта и систему соответствующих резцовых блоков с разными углами в плане φ . Все резцы имели следующие геометрические параметры: высота вершины резца $h = 50$ мм; длина режущей пластины $l = 35$ мм; главный угол в плане соответственно используемым блокам $\varphi = 60^\circ$, $\varphi = 90^\circ$, $\varphi = 0^\circ$; передний угол $\gamma = 10^\circ$; главный задний угол $\alpha = 5^\circ$; радиус при вершине $r = 1,5$ мм. Подачу и скорость резания выбирали в соответствии с общемашиностроительными нормативами резания на крупных станках для пластин твердого сплава Т5К10.

По причине сложности проведения статического анализа, было принято решение провести исследование с использованием объемных моделей, созданных в пакете программ SolidWorks Simulation .

Исходя из приведенных исследований, построен график распределения эквивалентных напряжений в поперечном сечении опорной поверхности блока (рис. 5).

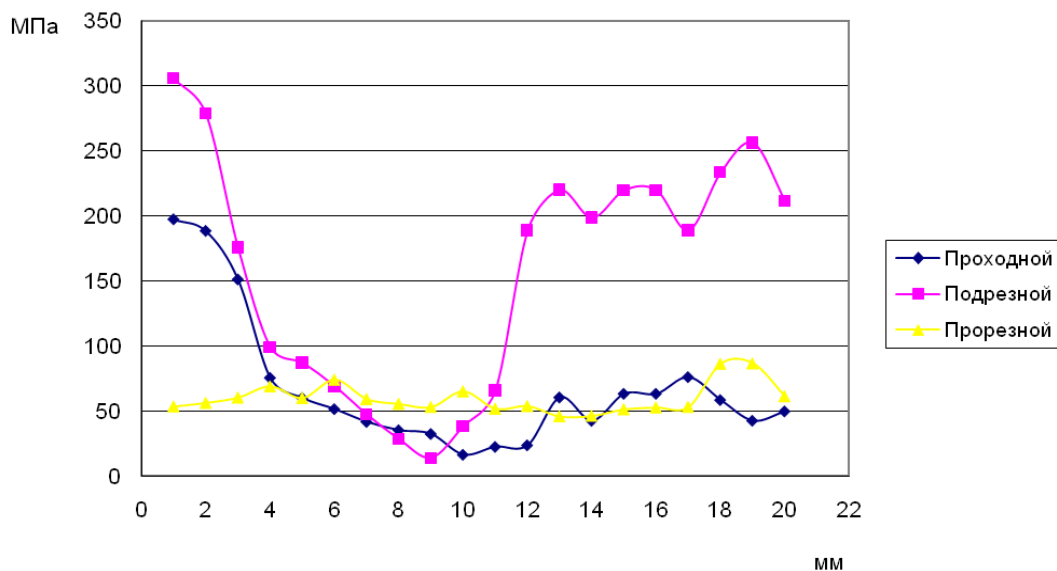
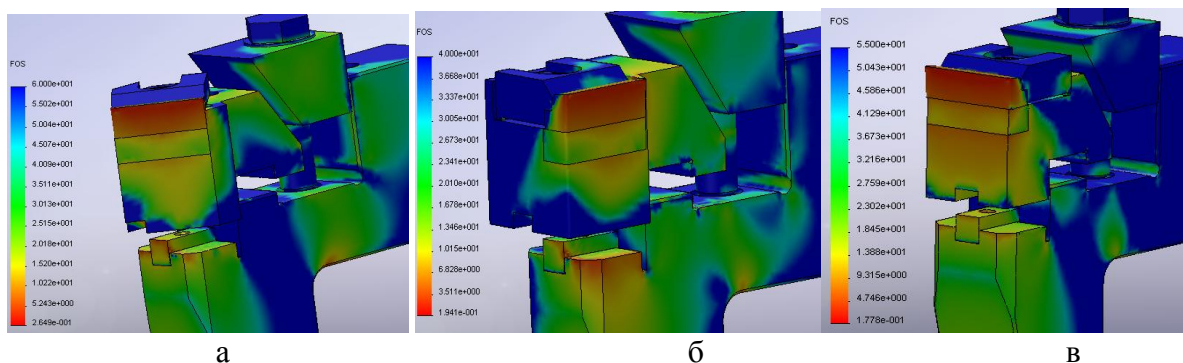


Рис. 5 - Распределение эквивалентных напряжений в узле крепления блока

Как видно из графика, наибольшие значения возникают при несимметричном действии сил резания, при обработке подрезным резцом.

Для дальнейшего анализа работоспособности инструмента были рассмотрены эпюры распределения коэффициента запаса прочности как всей конструкции в целом, так и поэлементно. Результаты анализа приведены на рис. 6.

Анализ приведенных эпюр (рис.6) показывает, что на опорной поверхности режущего элемента расположена зона с минимальным коэффициентом запаса прочности. Среднее значение в трех вариантах исполнения блока составляет 1,2 – 2, что является оптимальным для предложенной конструкции.



а – проходной резец; б – подрезной резец; в – прорезной резец

Рис. 6. Эпюра распределения коэффициента запаса прочности

Анализ прочностных характеристик державки резцового блока, показал что участок с минимальным запасом прочности распределен по острым кромкам опорной поверхности, и имеет 4-х кратный запас прочности.

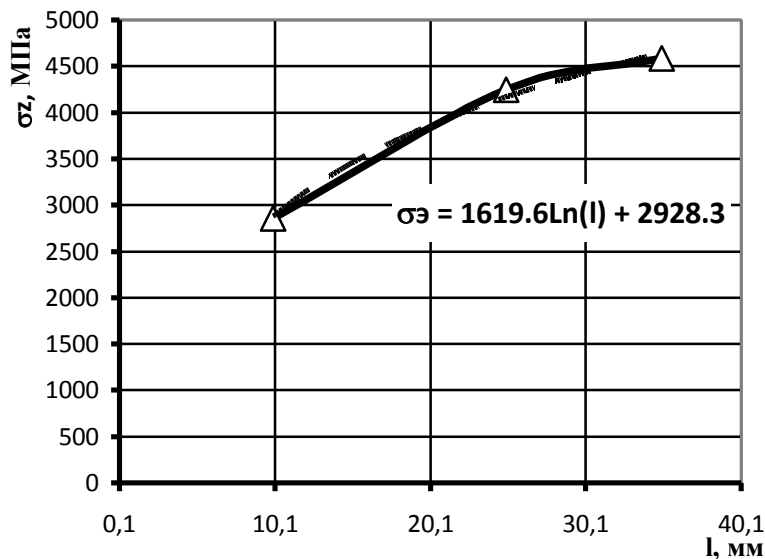


Рис. 7 – Аппроксимации зависимости эквивалентных σ_3 по передней поверхности

По данным проведенного моделирования получен график изменения эквивалентных напряжений (рис. 7), построенный по данным проведенного моделирования при статическом нагружении. Изменение эквивалентных напряжений соответствует уравнению:

$$\sigma_3 = 1619.6 \ln(l) + 2928.3;$$

где σ_3 – величина эквивалентных напряжений, l – параметрическое расстояние воздействия сил резания на передней поверхности.

Данная зависимость позволяет прогнозировать состояние режущего инструмента, в условиях соответствующих исследованиям на разрушение.

Выводы

По результатам приведенных исследований установлено месторасположение границ действия максимальных эквивалентных напряжений и распределения коэффициента запаса прочности в узле крепления предложенного резцового блока, что позволяет оптимизировать размеры резцовой вставки, с учетом выполняемой операции обработки.

Все приведенные выше расчеты свидетельствуют об увеличении прочности, а следовательно и работоспособности предложенной конструкции модульного инструмента.

С использованием результатов исследований напряженно-деформированного состояния модульного инструмента, а также результатов теоретических расчетов, была разработана гибкая подсистема агрегатно-модульных резцов для тяжелых станков токарно-карусельной группы, включающая в себя различные сочетания корпусов, модулей, резцов, вставок, позволившая получить требуемые конфигурации режущего инструмента с различными углами в плане и типоразмерами твердосплавных пластин.

Литература: 1. Хае Г.Л., Гузенко В.С., Музыкант Я.А. Сборный твердосплавный инструмент М.: Машиностроение. - 1989.- 253с. 2. Хае Г. Л. Прочность режущего инструмента. М.: Машиностроение, 1975. – 168 с. 3. Хае Г. Л., Левин В. И. Повышение качества инструмента и эффективности обработки деталей на тяжелых станках. М.: НИИ-маш. 1982. – 42 с. 4. Мироненко Е.В., Клочко А.А., Белицкая О.Я. Исследование влияния некоторых конструктивных параметров агрегатно-модульных резцов на прочность и износостойкость. //Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем, 2004. – С.13-18. 5. Мироненко Е.В., Васильева Л.В., Гах В. М. Исследование стойкости и прочности резцов. //Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем, 2007. – С.76-84.

ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗБІРНИХ РІЗЦІВ ДЛЯ ВАЖКИХ ВЕРСТАТІВ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОЇ ГРУПИ

Мироненко Є.В., Ковальов Д.Г.

У статті розглядаються питання підвищення працездатності сучасних конструкцій різців для верстатів з ЧПУ токарно-карусельної групи, дозволяючи збільшувати продуктивність підсистеми інструментів.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СБОРНЫХ РЕЗЦОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ ТОКАРНО-КАРУСЕЛЬНОЙ ГРУППЫ

Мироненко Е.В., Ковалёв Д.Г.

В статье рассматриваются вопросы повышения работоспособности современных конструкций резцов для станков с ЧПУ токарно-карусельной группы, позволяя увеличивать производительность подсистемы инструментов.

RESEARCH DURABILITY OF DESCRIPTIONS OF COLLAPSIBLE CHISELS FOR HEAVY MACHINE-TOOLS OF LATHE-MERRY-GO-ROUND GROUP

Mironenko E.V. Kovalyov D.G.

In the article the questions of increase of capacity of modern constructions of chisels are examined for machine-tools with CPI lathe-merry-go-round group, allowing to increase the productivity of subsystem of instruments.

Ключевые слова: Аппроксимация, резцовый блок, напряжения, пластическое деформирование, разрушение, запас прочности.

В. В. Калініченко
ДДМА м. Краматорськ, Україна
kalina74_74-74@mail.ru.

ПРИНЦИПИ РОЗРОБКИ МОДЕЛЕЙ СТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ ПРИ ЧИСТОВІЙ ОБРОБЦІ НА ОСНОВІ ІНТЕГРАЛЬНОГО ЕНЕРГЕТИЧНОГО КРИТЕРІЮ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ

Вступ

Неухильне збільшення питомої ваги операцій чистової лезової обробки в структурі технологічних процесів виготовлення деталей машин, необхідність швидкого освоєння нових оброблюваних та інструментальних матеріалів обумовлюють актуальність розробки методик розрахунково-аналітичного визначення оптимальних режимів різання при зазначеній обробці. Важливою задачею розробки оптимізаційних моделей процесу чистової механічної обробки з цільовою функцією максимуму стійкості різального інструменту є аналіз системи факторів, що визначають стійкість інструменту, та визначення структури і принципів розробки моделей залежностей показників стійкості інструменту від вхідних параметрів процесу різання.

При чистовій обробці більшості матеріалів в умовах високої жорсткості технологічної системи в структурі відмов різального інструменту (РІ) однозначно домінує знос; при цьому найбільш об'єктивна та інформативна характеристика стійкості РІ – довжина l шляху різання безпосередньо визначається інтенсивністю зношування його робочих поверхонь [1, 2].

Аналіз теоретичних положень робіт [1–4] дозволяє відзначити:

- інтегральний характер процесу зношування РІ, що поєднує процеси різної фізичної природи з різною питомою часткою інтенсивності кожного з процесів в сумарній інтенсивності зношування при різних сполученнях вхідних параметрів процесу різання (ПР) [2] і складною взаємною залежністю інтенсивності цих окремих процесів між собою [1–5];
- залежність показників інтенсивності зношування РІ від енергетичних за сутністю параметрів: температури різання (пов'язаної з кількістю теплової енергії в зоні різання) [2], накопиченої внутрішньої енергії поверхневого шару інструменту [3], прихованих енергій деформування зрізаного шару та поверхневого шару деталі [4].

В моделі процесу чистової обробки, що враховує взаємний зв'язок всіх фізичних процесів при різанні, інтенсивність зношування РІ (та всіх складових цього процесу) має бути виражена через єдиний критерій інтенсивності протікання процесів різної природи. Таким критерієм має бути тільки інтегральний енергетичний критерій (ІЕК). Структура такої моделі та методологія розробки на її основі розрахункових методик для визначення вихідних параметрів процесу різання представлена автором в роботі [6].

Основним напрямом підвищення стійкості РІ при чистовій обробці є нанесення зносостійких покриттів [7] та модифікація поверхневого шару інструменту, при яких його робочі поверхні піддаються зміцнюючому енергетичному впливу (ЗЕВ). В зв'язку з цим актуальною є розробка комплексних аналітичних залежностей довжини l шляху різання зміцненим РІ одночасно як від режимів різання, так і від режимів ЗЕВ.

В роботі [6] автором запропонована загальна методологія розробки розрахункових моделей залежностей вихідних параметрів ПР від вхідних. Для отримання залежностей довжини l шляху різання від режимів різання та ЗЕВ при чистовій обробці на основі методології роботи [6] потрібно здійснити:

- аналіз системи факторів, що визначають величину l ;
- формулювання системи зв'язків ІЕК ПР з довжиною шляху різання, режимами різання та ЗЕВ;

– створення загальної логічної блок-схеми алгоритму послідовності розробки моделей залежностей l від режимів різання та ЗЕВ на основі ІЕК ПР.

Мета статті – на основі аналізу системи факторів, що визначають стійкість різального інструменту при чистовій обробці, запропонувати загальну логічну блок-схему алгоритму послідовності розробки моделей розрахунково-аналітичних залежностей довжини шляху різання від вхідних параметрів процесу різання на основі інтегрального енергетичного критерію процесу різання.

Основна частина

Довжина l шляху різання до відмови РІ при чистовій обробці в загальному випадку визначається інтенсивністю зношування головної задньої поверхні (далі – ГЗП) $\delta_{l_3}(h_3, l)$ чи передньої поверхні (далі – ПП) $\delta_{l_n}(h_n, l)$ інструменту згідно з [1]:

$$\left\{ \begin{array}{l} l = \int_l dl = \int_0^{h_3^*} \frac{dh_3}{\delta_{l_3}(h_3, l)} \\ l = \int_l dl = \int_0^{h_n^*} \frac{dh_n}{\delta_{l_n}(h_n, l)} \end{array} \right., \quad (1)$$

де h_3, h_n – величини зносу РІ відповідно по ГЗП та ПП;

h_3^*, h_n^* – критерії затуплення РІ відповідно по ГЗП та ПП.

Система виразів (1) є вірною для РІ, не підданого ЗЕВ, або підданого ЗЕВ без нанесення покриття, при можливій відмові з причини досягнення будь-якого з критеріїв затуплення h_3^*, h_n^* . Для РІ з покриттям система (1) набуде вигляду:

$$\left\{ \begin{array}{l} l = \int_{l_{I_3}} dl_{I_3} + \int_{l_{II_3}} dl_{II_3} = \int_0^{T_{I_3}} \frac{d\tau}{\delta_{p.n_3}(l)} + \int_0^{h_3^*} \frac{dh_3}{\delta_{l_3}(h_3, l)} = v \cdot T_{I_3} + \int_0^{h_3^*} \frac{dh_3}{\delta_{l_3}(h_3, l)} \\ l = \int_{l_{I_n}} dl_{I_n} + \int_{l_{II_n}} dl_{II_n} = \int_0^{T_{I_n}} \frac{d\tau}{\delta_{p.n_n}(l)} + \int_0^{h_n^*} \frac{dh_n}{\delta_{l_n}(h_n, l)} + v \cdot T_{I_n} + \int_0^{h_n^*} \frac{dh_n}{\delta_{l_n}(h_n, l)}, \end{array} \right. \quad (2)$$

де l_{I_3}, T_{I_3} – значення l та часу T від початку різання до руйнування покриття по товщині (РПТ) на локальній ділянці контакту по ГЗП;

l_{I_n}, T_{I_n} , – значення l та часу T від початку різання до РПТ на локальній ділянці контакту по ПП;

l_{II_3} – значення l від РПТ на локальній ділянці контакту по ГЗП до досягнення h_3^* ;

l_{II_n} – значення l від РПТ на локальній ділянці контакту по ПП до досягнення

h_n^* ;

$\delta_{p.n_3}(l), \delta_{p.n_n}(l)$ – інтенсивність РПТ відповідно по ГЗП та ПП;

τ – час роботи РІ при реалізації процесів РПТ;

v – швидкість різання.

Інтенсивність зношування ГЗП чи ПП в системах (1) та (2) можна виразити як:

$$\delta_{l_3}(h_3, l) = \Phi_3 \cdot \delta_{m_{\theta_3}}(F_3, l); \quad \delta_{l_n}(h_n, l) = \Phi_n \cdot \delta_{m_{\theta_n}}(F_n, l),$$

де Φ_3, Φ_n – спеціальні функції зв'язку між геометричними та масовими параметрами зношування відповідно ГЗП та ПП типу: $\Phi_3 = h_3(m_{\theta_3}), \Phi_n = h_n(m_{\theta_n})$;

$\delta_{m_{\theta_3}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_n}}(F_n, l)$ – інтенсивність втрати маси часток матеріалу РІ, диспергованих при

зношуванні відповідно ГЗП та ПП;

F_3, F_n – відповідно площі ділянок ГЗП та ПП, з яких видаляється матеріал.

Інтенсивність $\delta_{m_{\theta_3}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_n}}(F_n, l)$ трактуємо як:

$$\delta_{m_{\theta_3}}(F_3, l) = \sum_{k=1}^n \delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l); \quad \delta_{m_{\theta_n}}(F_n, l) = \sum_{k=1}^n \delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l),$$

де $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l)$ – інтенсивності втрати маси матеріалу РІ з боку відповідно ГЗП та

ПП за k -тим фізичним механізмом зношування (далі – ФМЗ).

Кожна з k -тих складових інтенсивності втрати маси матеріалу РІ $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l)$ та $\delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l)$ (зокрема, $\delta_{m_{\theta_{3адг}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{3адг}}}(F_n, l)$ – при абразивному ФМЗ, $\delta_{m_{\theta_{3адг}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{3адг}}}(F_n, l)$ – адгезійному, $\delta_{m_{\theta_{3диф}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{3диф}}}(F_n, l)$ – дифузійному, $\delta_{m_{\theta_{3окисл}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{3окисл}}}(F_n, l)$ – окислювальному, $\delta_{m_{\theta_{3кр}}}(F_3, l), \delta_{m_{\theta_{3кр}}}(F_n, l)$ – при ФМЗ «крихкого» зношування) залежатиме від набору n вхідних параметрів (ВП) ПР $x_i \in [x_1 \dots x_m]$ з різною структурою та кількістю m_j факторів x_i для кожної складової. При різанні інструментом, підданим ЗЕВ, набір n ВП ПР складається з трьох множин: 1) множина 1 – оптимізовані ВП $x_i^{(1)}$ 1-ої групи (подача S , швидкість різання v); 2) множина 2 – оптимізовані ВП $x_i^{(2)}$ 2-ої групи (режими ЗЕВ); 3) множина 3 – постійні ВП $x_i^{(3)}$ (властивості оброблюваного матеріалу, інструментального матеріалу у вихідному стані, геометричні параметри РІ, глибина різання t). Для обробки РІ, не піддані ЗЕВ, множину 2 не виділяють.

Складна структура набору n ВП ПР обумовлює необхідність заміни факторів x_i в залежностях типу $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l) = f(x_1, \dots, x_i, \dots, x_m), \delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l) = f(x_1, \dots, x_i, \dots, x_m)$ на узагальнені комплекси – показники енергії, що надходить до РІ при різанні чи ЗЕВ. Зазначимо наявність та універсальний характер одночасно двох типів залежностей:

1) залежностей значень $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l)$ та $\delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l)$ від температури на ГЗП Θ_3 чи ПП Θ_n (чинники залежності: адгезійне зношування – зміна міцності на зріз адгезійних зв'язків; дифузійне зношування – зміна швидкості дифузії атомів; окислювальне зношування – зміна інтенсивності реакцій утворення окисів металів; «крихке» зношування – зміна швидкості утворення тріщин в матеріалі РІ при перепадах температур Θ_3 чи Θ_n ; абразивне та всі інші різновиди зношування – зміна твердості контактних поверхонь РІ). З іншого боку, значення температур Θ_3 та Θ_n залежать від значень теплових енергій (ТЕ) Q_3, Q_n , що надходять до РІ відповідно через ГЗП чи ПП за певний час τ : $\Theta_3 = f(Q_3, F_3, \tau), \Theta_n = f(Q_n, F_n, \tau)$;

2) залежностей значень $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l)$ та $\delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l)$ від прирощення внутрішньої енергії (ВЕ) відповідно ГЗП та ПП РІ $\Delta U_{інстр_3}, \Delta U_{інстр_n}$ внаслідок зміни інтенсивності руйнування хімічних зв'язків між частками РІ при зміні величини ВЕ: $\delta_{m_{\theta_{3k}}}(F_3, l) = f(\Delta U_3), \delta_{m_{\theta_{nk}}}(F_n, l) = f(\Delta U_n)$.

На видалення матеріалу РІ при зношуванні витрачається лише частина (назвемо її «шкідливою») від сумарної енергії ПР E ; інша («корисна») частина E витрачається на утворення оброблених поверхонь. Представимо енергетичний баланс ПР, з урахуванням, поперше, наявних на початок ПР значень ВЕ поверхневих шарів РІ $U_{інстр_n}$ та заготовки $U_{заг}$ (для РІ, підданого ЗЕВ, до $U_{інстр_n}$ додамо ще прирощення ВЕ $\Delta U_{інстр_ЗЕВ}$ від дії ЗЕВ), по

друге, прирощення в ході ПР ВЕ деформованих об'ємів стружки $\Delta U_{стр}$, ГЗП $\Delta U_{інстр_3}$, ПП $\Delta U_{інстр_n}$ та поверхневих шарів деталі $\Delta U_{дет}$:

$$\begin{aligned} & A_{деф} + A_{м.з} + A_{м.н} + U_{інстр_n} + \Delta U_{інстр_ЗВ} + U_{заг} = \\ & = Q_{деф_{стр}} + Q_{деф_{дет}} + Q_{м.н_{стр}} + Q_{м.н_{інстр}} + \\ & + Q_{м.з_{дет}} + Q_{м.з_{інстр}} + Q_{дисп} \pm (\Delta U_{стр} + \Delta U_{інстр_3} + \Delta U_{інстр_n} + \Delta U_{дет}). \end{aligned} \quad (3)$$

В наведеному рівнянні: $A_{деф}$ – робота деформації зсуву при стружкоутворенні; $A_{м.з}$ – робота сил тертя по ГЗП; $A_{м.н}$ – робота сил тертя по ПП; $Q_{деф_{стр}}$ – частина ТЕ деформації зрізаного шару, яка надходить до стружки; $Q_{деф_{дет}}$ – частина ТЕ деформації зрізаного шару, яка надходить до деталі; $Q_{м.н_{стр}}$ – частина ТЕ тертя по ПП, яка надходить до стружки; $Q_{м.н_{інстр}}$ – частина ТЕ тертя по ПП, яка надходить до РІ; $Q_{м.з_{дет}}$ – частина ТЕ тертя по ГЗП, яка надходить до деталі; $Q_{м.з_{інстр}}$ – частина ТЕ тертя по ГЗП, яка надходить до РІ; $Q_{дисп}$ – ТЕ диспергування матеріалу РІ.

Виділимо в кожній зі складових правої частини рівняння (3) «корисні» $Q_{кор_i}$, $\Delta U_{кор_j}$ та «шкідливі» $Q_{шк_i}$, $\Delta U_{шк_j}$ частини:

$$\begin{aligned} & Q_{деф_{стр}} + Q_{деф_{дет}} + Q_{м.н_{стр}} + Q_{м.н_{інстр}} + \\ & + Q_{м.з_{дет}} + Q_{м.з_{інстр}} + Q_{дисп} \pm (\Delta U_{стр} + \Delta U_{інстр_3} + \Delta U_{інстр_n} + \Delta U_{дет}) = \\ & = \sum_{i=1}^n Q_{кор_i} + \sum_{i=1}^n Q_{шк_i} + \sum_{j=1}^m \Delta U_{кор_j} + \sum_{j=1}^m \Delta U_{шк_j}, \end{aligned} \quad (4)$$

де n , m – кількість відповідно «корисних» та «шкідливих» частин складових ТЕ та прирощень ВЕ.

«Корисною» частиною вважатимемо постійний для пари матеріалів заготовки та РІ мінімум складової ТЕ чи прирощення ВЕ, необхідний та достатній для утворення обробленої поверхні при даних умовах ПР. «Шкідлива» частина складової ТЕ чи прирощення ВЕ, що перевищує цей мінімум, витратиться на інтенсифікацію контактних процесів на ГЗП чи ПП і відтак – на зношування РІ. З урахуванням цього енергетичні потоки лівої частини рівняння (4) розподілимо наступним чином:

1) потоки $Q_{м.н_{інстр}}$ та $Q_{м.з_{інстр}}$, що інтенсифікують зношування РІ, віднесемо до «шкідливих» частин енергетичного балансу ПР;

2) потоки $Q_{деф_{стр}}$, $Q_{деф_{дет}}$, $Q_{м.н_{стр}}$, $Q_{м.з_{дет}}$ розділимо на складові $Q_{кор_i}$ та $Q_{шк_i}$ за принципом: $Q_{кор} = Q_{кр}$; $Q_{шк} = Q - Q_{кр}$, де Q – сумарна ТЕ потоку; $Q_{кр}$ – критичний рівень ТЕ потоку, що спричиняє початок дифузійного зношування РІ;

3) потоки $\Delta U_{інстр_3}$ та $\Delta U_{інстр_n}$ розділимо на складові $\Delta U_{кор_j}$ та $\Delta U_{шк_j}$ за принципом: $\Delta U_{інстр_{кор}} = \Delta U_{інстр_{кр}}$, $\Delta U_{інстр_{шк}} = \Delta U_{інстр} - \Delta U_{інстр_{кр}}$, де $\Delta U_{інстр}$ – сумарна величина прирощення ВЕ, $\Delta U_{інстр_{кр}}$ – рівень прирощення ВЕ, що спричиняє критичне знеміцнення контактного шару РІ з боку ГЗП чи ПП;

4) потоки $\Delta U_{стр}$ та $\Delta U_{дет}$ розділимо на складові $\Delta U_{кор_j}$ та $\Delta U_{шк_j}$ за принципом: $\Delta U_{шк} = \Delta U_{кр}$, $\Delta U_{кор} = \Delta U - \Delta U_{кр}$, де $\Delta U_{кр}$ – рівень прирощення $\Delta U_{стр}$ чи $\Delta U_{дет}$, що спричиняє критичне знеміцнення відповідно стружки чи деталі (вірно, якщо окремо не оговорюються вимоги до зміцнення поверхневого шару деталі).

Представимо енергію $E_{утв.пов}$, що витрачається на утворення поверхні деталі, як суму складових $Q_{кор_i}$, $\Delta U_{кор_j}$, а енергію $E_{зн}$, що витрачається на зношування поверхонь РІ –

як суму складових $Q_{ук_i}$, $\Delta U_{ук_j}$ рівняння енергетичного балансу (4):

$$E_{умв.нов} = \sum_{i=1}^n Q_{кор_i} + \sum_{j=1}^m \Delta U_{кор_j}; E_{зн} = \sum_{i=1}^n Q_{ук_i} + \sum_{j=1}^m \Delta U_{ук_j}.$$

Прагнучи до утворення поверхні з мінімальною питомою часткою витрат енергії на зношування РІ, в якості ІЕК ПР e приймаємо відношення питомої енергії e_S утворення одиниці площі поверхні деталі до питомої енергії e_d диспергування одиниці маси матеріалу РІ. Для однакового проміжку часу величини e , e_S , e_d визначимо як:

$$e = \frac{e_S}{e_d}, e_S = \frac{E_{умв.нов}}{S}; e_d = \frac{E_{зн}}{m_d}, \quad (5)$$

де $E_{умв.нов}$ – сумарна енергія утворення нових поверхонь при різанні;

$E_{зн}$ – сумарна енергія диспергування часток матеріалу РІ при зношуванні;

S – площа нових поверхонь, утворених в результаті ПР;

m_d – сумарна маса часток матеріалу РІ, видалених при зношуванні.

Згідно з логікою співвідношень (5), умові мінімуму витрат енергії ПР на зношування РІ за одиницю часу при певному значенні e_S відповідає максимум e :

$$e = \frac{e_S}{e_d} = \frac{E_{умв.нов} \cdot m_d}{E_{зн} \cdot S} \rightarrow \max.$$

Залежність e від режимів різання та ЗЕВ доцільно виразити за допомогою енергетичних функцій (ЕФ) режимів різання та ЗЕВ. Під ЕФ $e_{p.piz}$ режимів різання будемо розуміти енергію, утворену в результаті роботи різання $A_{piz} = A_{деф} + A_{м.з} + A_{м.н}$, яка залежить від режимів різання (параметрів $x_i^{(1)}$ та глибини різання t): $e_{p.piz} = A_{деф} + A_{м.з} + A_{м.н} = f(x_1^{(1)}, \dots, x_i^{(1)}, \dots, x_n^{(1)}) = f(v, S, t)$; під ЕФ $e_{p.зев}$ режимів ЗЕВ будемо розуміти енергію, що надійшла до РІ при дії ЗЕВ $e_{p.зев} = \Delta U_{інстр_зев} = k_{втр} \cdot E_{зев} = f(x_1^{(2)}, \dots, x_i^{(2)}, \dots, x_n^{(2)})$, де $E_{зев}$ – сумарна енергія ЗЕВ, $k_{втр}$ – коефіцієнт втрат енергії ЗЕВ, що не надійшла до РІ, $x_i^{(2)}$ – режими ЗЕВ.

Алгоритм послідовності розробки моделей залежностей l від режимів різання та ЗЕВ на основі ІЕК ПР у відповідності з методологією роботи [6] може бути представлений за допомогою загальної логічної блок-схеми (рисунок 1).

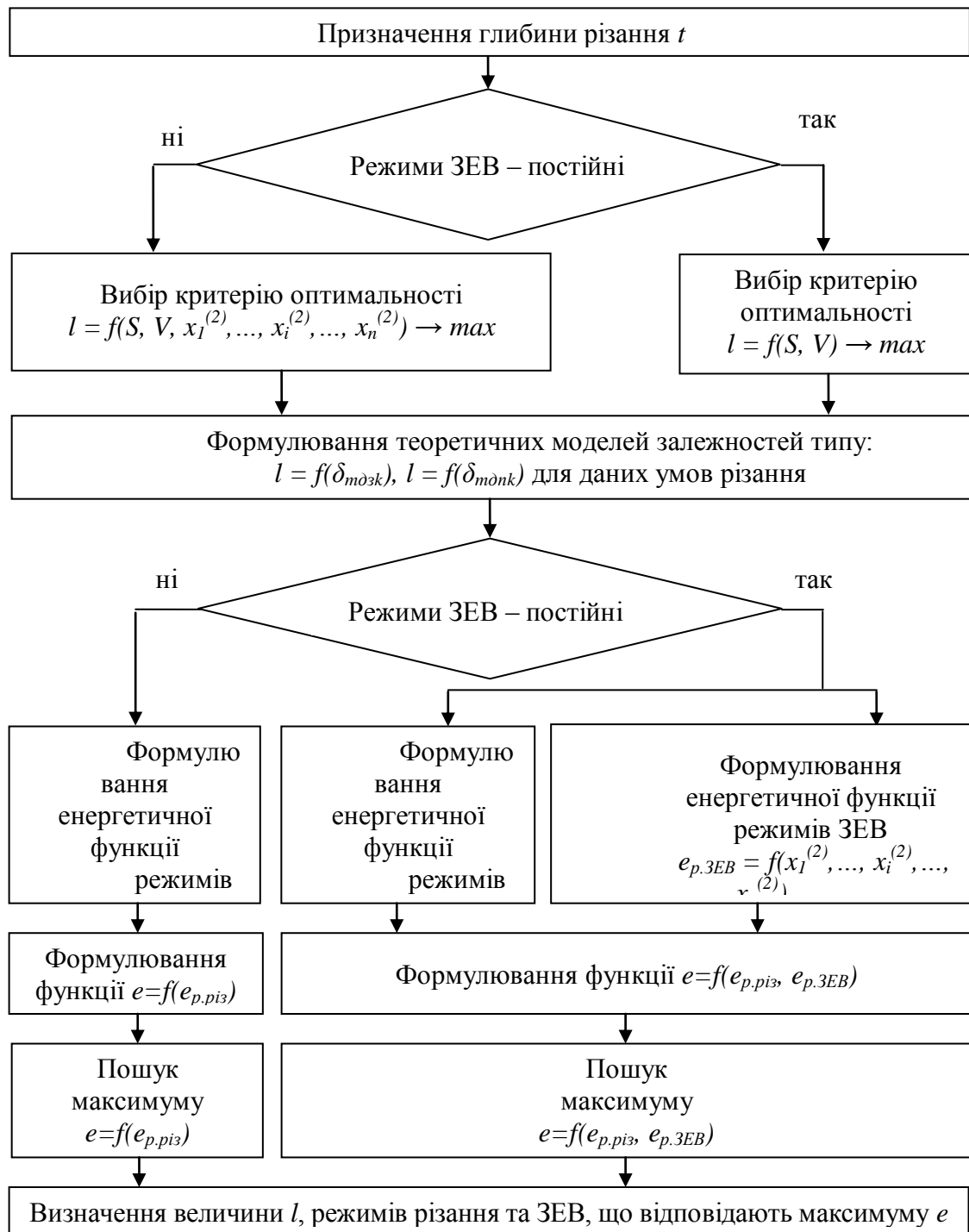


Рис. 1 – Загальна логічна блок-схема алгоритму послідовності розробки розрахункових моделей залежностей довжини шляху різання від режимів різання та ЗЕВ

В наведеній блок-схемі враховані лише етапи розв'язання оптимізаційної задачі, що стосуються пошуку максимуму l як критерію оптимальності; формування системи технологічних та організаційно-економічних обмежень при складанні оптимізаційної моделі ПР залишається поза межами тематики даної статті.

Висновки

В статті на основі аналізу системи факторів, що визначають стійкість різального інструменту при чистовій обробці, обґрунтування залежності цих факторів від енергетичних параметрів процесу різання була запропонована загальна логічна блок-схема алгоритму послідовності розробки моделей розрахунково-аналітичних залежностей довжини шляху різання від вхідних параметрів процесу різання на основі інтегрального енергетичного критерію процесу різання. Блок-схема передбачає:

- можливість складання моделей залежностей довжини шляху різання від вхідних параметрів процесу різання як для інструменту у вихідному стані, так і для інструменту, підданого попередньому зміцнюючому енергетичному впливу (ЗЕВ) при поверхневому зміцненні чи нанесенні зносостійкого покриття;

- можливість складання моделей залежностей довжини шляху різання як одночасно від режимів різання та ЗЕВ, так і тільки від режимів різання при постійних режимах ЗЕВ;

- вираження залежностей довжини шляху різання від режимів різання та ЗЕВ через залежності інтегрального енергетичного критерію процесу різання (ІЕК ПР) від енергетичних функцій (ЕФ) режимів різання та ЗЕВ з пошуком максимуму ІЕК ПР у просторі всіх можливих значень ЕФ режимів різання та ЗЕВ.

Робота здійснювалась в межах теми науково-дослідної роботи кафедри «Металорізальні верстати та інструменти» Донбаської державної машинобудівної академії (м. Краматорськ) «Підвищення якості верстато-інструментальних систем для автоматизованого виробництва в умовах важкого машинобудування».

Література: 1. Васин, С. А. Резание материалов: термомеханический подход к системе взаимосвязей при резании : Учеб. для техн. вузов / С. А. Васин, А. С. Верещака, В. С. Кушнер – М. : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 448 с. 2. Макаров, А. Д. Оптимизация процессов резания / А. Д. Макаров. – М. : Машиностроение, 1976. – 278 с. 3. Якубов, Ф. Я. Энергетические соотношения процесса механической обработки материалов / Ф. Я. Якубов. – Ташкент : «Фан», 1985. – 104 с. 4. Старков, В. К. Дислокационные представления о резании металлов / В. К. Старков. – М. : Машиностроение, 1979. – 158 с. 5. Тахман, С. И. Развитие теории изнашивания твердосплавных инструментов на основе термомеханики поведения их поверхностей при резании пластичных материалов. Автореферат дис. ... докт. техн. наук: 05.03.01. – ГОУ ВПО «Российский университет дружбы народов». – Москва, 2009. – 36 с. 6. Мироненко, Е. В. Методологические принципы создания моделей для выбора режимов резания при чистовом точении стальных резцами с твердосплавными пластинами, подвергнутыми упрочняющему воздействию / Е. В. Мироненко, В. В. Калиниченко // Резание и инструмент в технологических системах : Междунар. науч.-техн. сб. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008 – Вып. 75. – С. 256–267. 7. Верещака, А. С. Композиционные износостойкие покрытия для режущего инструмента / А. С. Верещака, М. Ш. Мигранов, Л. Ш. Шустер / Резание и инструмент в технологических системах. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2008. – С. 57–62.

**ПРИНЦИПИ РОЗРОБКИ МОДЕЛЕЙ СТІЙКОСТІ РІЗАЛЬНОГО
ІНСТРУМЕНТУ ПРИ ЧИСТОВІЙ ОБРОБЦІ НА ОСНОВІ ІНТЕГРАЛЬНОГО
ЕНЕРГЕТИЧНОГО КРИТЕРІЮ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ**

В. В. Калініченко

В статті на основі аналізу факторів, що визначають стійкість різального інструменту при чистовій лезовій обробці, запропоновано загальну логічну блок-схему алгоритму розробки моделей залежностей довжини шляху різання від вхідних параметрів процесу різання на основі інтегрального енергетичного критерію.

**ПРИНЦИПЫ РАЗРАБОТКИ МОДЕЛЕЙ СТОЙКОСТИ РЕЖУЩЕГО
ИНСТРУМЕНТА ПРИ ЧИСТОВОЙ ОБРАБОТКЕ НА ОСНОВЕ ИНТЕГРАЛЬНОГО
ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО КРИТЕРИЯ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ**

В. В. Калиниченко

В статье на основе анализа факторов, определяющих стойкость режущего инструмента при чистовой обработке, предложена общая логическая блок-схема алгоритма разработки моделей зависимостей длины пути резания от входных параметров процесса резания на основе интегрального энергетического критерия.

**PRINCIPLES OF MODELS DEVELOPMENT OF CUTTING TOOL' DURABILITY
ON CLEAN TREATMENT ON BASIS OF INTEGRAL POWER CRITERION
OF CUTTING PROCESS**

V. V. Kalinichenko

In article on the basis of the analysis of the factors defining durability of the cutting tool on clean treatment, the general logic flow-chart of algorithm of models of dependences of cutting length from entrance parameters of cutting process on the basis of integrated power criterion is offered.

Ключові слова: блок-схема, алгоритм, принцип, критерій, інтегральний, обробка, залежність, фактор, оптимізація, стружкоутворення.

Пономарев Л. Д.
ДИТМ МНТУ, г. Краматорск, Украина

РАЗМЕРНАЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА (РЭХО). МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКА ЭЛЕКТРОЛИТА

Введение

В теории и практике размерной электрохимической обработки (РЭХО) наблюдается стремление уменьшить рабочий зазор между катодом-инструментом и обрабатываемой деталью (анодом) и таким путем увеличить точность обработки или ее производительность. Но уменьшая зазор, мы ухудшаем условия его очистки от пузырьков водорода, возникающих на катоде и эвакуации дисперсированных частиц металла, снятого с поверхности обрабатываемых заготовок, путем электрохимического растворения. И наноразмерные частицы металла и пузырьковые накопления в электролите препятствуют эффективному процессу размерной обработки. В данной работе основное внимание уделено исследованию жидкостно-газовой среды электролита и влиянию ее параметров на РЭХО. Умеренное накопление пузырьков в межэлектродном пространстве (МЭП) ухудшает качество обработки, значительное скопление их может привести к неустойчивому течению жидкостно-газовой смеси (ЖГС), недопустимо большим пульсациям технологического тока и к электрическому пробое зазора, причем зазор может быть заполнен пузырьками водорода в течение нескольких миллисекунд после включения технологического тока. В этих случаях эффективность очистки рабочего зазора от пузырьков становится фактором, определяющим возможность РЭХО на малых зазорах.

В специальной литературе отсутствуют методы инженерного расчета движения жидкостно-газовой смеси в МЭП и очистки зазора от газовых пузырьков. Приближенное решение этих задач является основной целью данной работы, которая состоит из трех частей. В первой части выбраны принципы моделирования на выходе из рабочего зазора двухслойного потока, включающего в себя двухфазный (двухкомпонентный) слой жидкостно-газовой среды (ЖГС) и слой электролита без примеси газа. Во второй части принятая физическая модель течения преобразована в математическую модель, найдены средние скорости слоя ЖГС и слоя электролита на выходе из рабочего зазора и объемные расходы водорода и электролита. В третьей части работы рассмотрены динамика водородных пузырьков и связь между объемным и массовым расходами водорода.

Введем следующие определения, конкретизирующие понятие "выход из рабочего зазора".

1. Выходное поперечное (живое) сечение потока жидкости при постоянной площади обрабатываемой поверхности (ВПС-const) - поверхность, нормальная к вектору (векторам) скорости потока и пересекающая рабочую поверхность катода-инструмента по той ее границе, где поток жидкости вытекает из зоны обработки (рис. 1а).

2. Выходное поперечное (живое) сечение потока жидкости при переменной площади обрабатываемой поверхности (ВПС-var) - поверхность, нормальная к вектору (векторам) скорости потока и пересекающая поверхность детали (анода) по той идеализированной границе между ее обрабатываемой и необрабатываемой частями, где поток жидкости вытекает из зоны обработки (рис. 1б).

3. Выходная область межэлектродного пространства (ВО) - часть объема межэлектродного пространства в зоне обработки, имеющая продольную (по потоку) длину $L \gg d_{cp}$, где d_{cp} - средний диаметр водородных пузырьков, и ограниченная выходным поперечным сечением потока жидкости и соответствующими частями поверхностей электродов (рис. 1а, 1б).

В дальнейшем не будем различать ВПС-const и ВПС-var, называя их выходным поперечным сечением (ВПС), если это не ведет к недоразумениям.

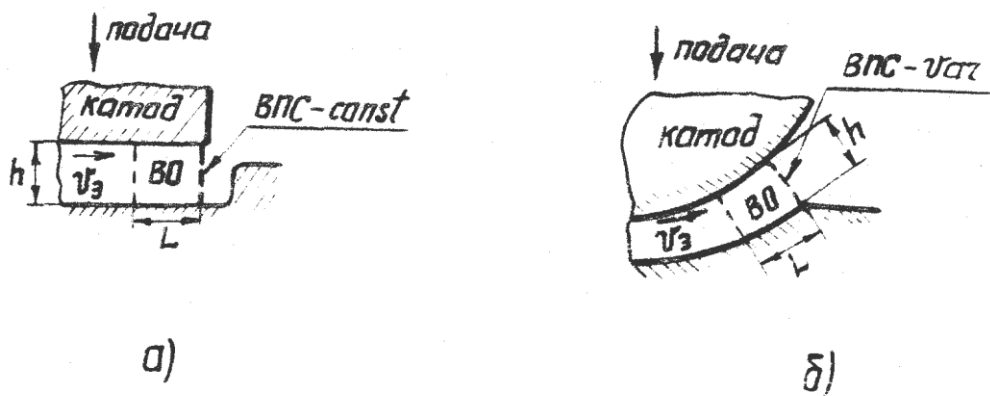


Рис. 1 - Продольный (по потоку) разрез межэлектродного пространства.
 а- постоянная площадь обрабатываемой поверхности;
 б- переменная площадь обрабатываемой поверхности.

Сформулируем исходные данные и цели работы. Известны следующие параметры обработки:

1. Геометрия рабочей поверхности катода-инструмента.
2. Высота (толщина) рабочего зазора в ВПС h (в дальнейшем эту величину кратко называем зазором h , если это не приводит к недоразумениям, поскольку в электрохимической литературе нередко называют зазором и межэлектродное пространство).
3. Ламинарный режим течения жидкости в МЭП, или, по меньшей мере, в подавляющей части МЭП, включающей в себя и выходную область.
4. Средняя (расходная) скорость электролита в ВПС при выключенном технологическом токе, т.е. в отсутствие газовых пузырьков. Назовем эту скорость начальной и обозначим ее V_n .
5. Динамическая вязкость электролита и ее функциональная зависимость от температуры электролита.
6. Средняя температура электролита в ВПС при включенном технологическом токе.

Необходимо:

1. Построить физическую модель двухслойного потока жидкости в ВО и преобразовать ее в математическую модель.
2. Найти средние скорости слоя смеси и слоя электролита в ВПС, как функции толщины слоя смеси в ВПС h_c и известных параметров обработки.
3. Найти объемные расходы водорода и электролита, как функции переменной h_c и известных параметров обработки.
4. Представить найденные функции в форме, удобной для использования в инженерных расчетах.
5. Оценить основные составляющие погрешностей этих функций.

Сосредоточение нашего внимания на ВО и на ВПС обусловлено стремлением к разрешимости задачи поставленной в достаточно общей форме. Попытка исследования гидродинамики во всем объеме МЭП, вероятно, обречена на неудачу при современном состоянии теории и экспериментального изучения двухфазных систем, а также при современном многообразии и сложности объектов МЭП. Поэтому откажемся от математического исследования всего объема МЭП методами классической гидродинамики и исследуем интересующие нас процессы в ВО и в ВПС, используя методы теории подобия и приближенного (частичного) математического моделирования.

Некоторые параметры обработки, включенные в число известных, требуют обсуждения.

Использование начальной скорости электролита в качестве известного параметра оправдывается существованием методов расчета входного и выходного давлений

электролита по заданной средней скорости, аналогичной нашей начальной скорости.

Рассмотрим, правдоподобно ли предположение о ламинарном течении жидкости в МЭП.

Критические значения числа Рейнольдса для напорного течения в МЭП укладываются в интервал $Re_{кр} \approx 1000-2200$, причем в тонких зазорах критические значения Re увеличиваются. Нас интересуют, прежде всего, тонкие зазоры высотой $h < 0,2$ мм, поэтому выберем $Re_{кр} = 2000$ для оценки критической средней скорости чистого электролита в МЭП,

$$g_{кр} = \frac{\nu Re_{кр}}{h_{мин}}$$

Взяв кинематическую вязкость $\nu = 1.11$ сст (10%-ный водный раствор NaCl), получим зависимость $g_{кр}$ от минимального зазора между электродами $h_{мин}$, приведенную в табл. 1.

Таблица 1

Зависимость $g_{кр}$ от минимального зазора между электродами $h_{мин}$

$h_{мин}$, мкм	200	150	100	50
$g_{кр}$, м/сек	10	15	20	40

Учитывая, что в тонких зазорах резко увеличивается гидравлическое сопротивление, соответственно растут трудности прокачки электролита с большими скоростями, а также учитывая, что пузырьки практически не турбулизируют поток и эффективная вязкость ЖГС больше вязкости чистого электролита приходим к выводу, что предположение о ламинарном течении электролита не уменьшит общности результатов исследования в области наиболее интересующих нас зазоров $h < (100-150)$ мкм.

Перейдем к выбору и обоснованию принципов моделирования двухслойного потока жидкости в ВО к ВПС межэлектродного пространства. Чтобы получать достаточно общие решения, необходимо аппроксимировать множество геометрических форм выходных областей реальных МЭП одной формой. Наиболее проста и потому заманчива аппроксимация объемом прямоугольного параллелепипеда с двумерным (плоскопараллельным) течением в нем. Назовем такую аппроксимацию плоскопараллельной.

На первый взгляд плоскопараллельная аппроксимация ВО представляется чрезмерно грубой даже в приближенных расчетах. Но мы используем следующее значительное обстоятельство: благодаря крайне малым диаметрам водородных пузырьков и их пренебрежимо малой инерционности, длина выходной области L и пространственный масштаб динамических процессов в объеме смеси очень малы и составляют лишь несколько десятков микрон.

Представление о пространственном масштабе случайных процессов в ЖГС можно получить с помощью следующего элементарного расчета. Средний диаметр водородных пузырьков $d_{ср} \approx (4-8)$ мкм. Если взять $d_{ср} = 8$ мкм, определить среднюю объемную концентрацию водорода в слое смеси равенством

$$C_{ср} = \frac{V_{г}}{V_{с}}$$

где $V_{г}$ – общий объем пузырьков водорода;

$V_{с}$ – общий объем смеси,

и принять $C_{ср} = 0,5$, то окажется, что в прямоугольном параллелепипеде длиной $L=100$ мкм, высотой $h_c = 50$ мкм и шириной всего лишь $b = 200$ мкм, в каждый момент времени находится, более полутора тысяч пузырьков. Следовательно, уже такой элементарный объем статистически "полноценен": в нем действуют, в первом приближении, те же законы изменения объемной концентрации газа и др., что и во всей выходной области

МЭП. Возможность оперировать столь малыми объемами облегчает плоскопараллельную аппроксимацию геометрических форм ВО.

Обратимся к теории подобия. Необходимыми и достаточными условиями геометрического и динамического подобия двух стационарных потоков жидкости являются: геометрическое подобие объемов, в которых движутся жидкости, тождественность граничных условий на поверхностях, ограничивающих эти объемы, и равенство чисел Рейнольдса, характеризующих потоки.

При математическом моделировании потока жидкости равенство чисел Рейнольдса в ВПС потока и его модели, а также тождественность граничных условий на поверхностях объемов ВО потока и модели обеспечены самими принципами математического моделирования. Остается найти условия геометрического подобия объемов моделируемого течения и его физической модели, причем для приближенного физического моделирования достаточно приближенного геометрического подобия. Поэтому примем следующие допущения, идеализирующие геометрию ВО электрохимической ячейки.

1. Принимаем, что во всей выходной области $h = \text{const}$, т.е. высота зазора постоянна и равна высоте зазора в ВПС.

2. Если минимальные радиусы кривизны рабочих поверхностей катода и детали $R_{\text{мин}}$, удовлетворяют неравенству

$$R_{\text{мин}} \geq (1 \div 2) \frac{L^2}{d_{\text{cp}}},$$

то пренебрегаем в ВО кривизной поверхностей катода и детали и рассматриваем ВО, как плоский зазор.

3. Полагаем, что в подавляющей части МЭП, включая всю выходную область, нет разрывов потока.

Последнее допущение не нуждается в обсуждении. Допущения 1 и 2 широко используются в теоретических исследованиях, поэтому объясним лишь неравенство. Выполним продольный (по потоку) разрез электрохимической ячейки. Пусть линии пересечения секущей плоскости с поверхностями электродов представляют собой в ВО две дуги максимальной кривизны с постоянными радиусами. Рассмотрим дугу наименьшего из двух радиусов $R_{\text{мин}}$. Ясно, что эта часть разреза ячейки отличается от соответствующей части разреза плоского зазора сегментом круга с радиусом $R_{\text{мин}}$, хордой L и стрелой сегмента Δ . Если $\Delta \leq 0,5d_{\text{cp}} = (2-4)\text{мкм}$, то микронеровности поверхности электрода не меньше стрелы Δ и тогда реальная ВО практически неотличима от ВО плоского зазора.

Преобразуя известную формулу

$$0,5d_{\text{cp}} = \Delta = R - \sqrt{R^2 - \frac{L^2}{4}},$$

получим наименьший радиус кривизны поверхности электрода в ВО

$$R \approx \frac{L^2}{4d_{\text{cp}}},$$

при котором зазор в ВО еще практически неотличим от плоского зазора. Чтобы распространить этот результат на часть МЭП, примыкающей к ВО, увеличим наименьший радиус кривизны в 4-8 раз и получим неравенство.

Сформулируем условие приближенного геометрического подобия выходных областей реальных МЭП и их модели – прямоугольного параллелепипеда. Пусть выходная область реального МЭП удовлетворяет принятым допущениям. Расположим МЭП в системе прямоугольных координат w, y, z так, чтобы ось y была нормальна, а плоскость woz – параллельна векторам скорости смеси v_c и электролита v_e , в некоторой части ВО реального МЭП (на рис. 2а) показано расположение координатных осей в случае прошивки круглых отверстий). Если минимальный радиус кривизны ВПС ($R_{\text{вых}}$ на рис.2а) больше длины ВО L , а

составляющие векторов скоростей по координатным осям удовлетворяют в некоторой, статистически "полноценной" части ВО шириной b_1 следующим сильным неравенствам:

$$(\mathcal{G}_c)_z \gg (\mathcal{G}_c)_w, (\mathcal{G}_c)_z \gg (\mathcal{G}_c)_y$$

$$(\mathcal{G}_v)_z \gg (\mathcal{G}_v)_w, (\mathcal{G}_v)_z \gg (\mathcal{G}_v)_y$$

то течение слоев в электролите и смеси в этой части ВО можно приближенно рассматривать, как теоретически подобное двумерному (плоскопараллельному) течению тех же слоев в прямоугольном параллелепипеде длиной L , шириной b_1 и высотой h (на рис. 2б показаны проекции выделенной части ВО и эквивалентного параллелепипеда на плоскость woz). Если выделенная часть объема ВО обладает поворотной симметрией относительно оси y , то возможность моделирования течения во всей ВО плоскопараллельным потоком очевидна. Если при этом ширина входной области всей ВО $h \geq b$ можно принять $b \rightarrow \infty$ и использовать как модель, плоскопараллельного течения слоев между параллельными стенками неограниченной ширины.

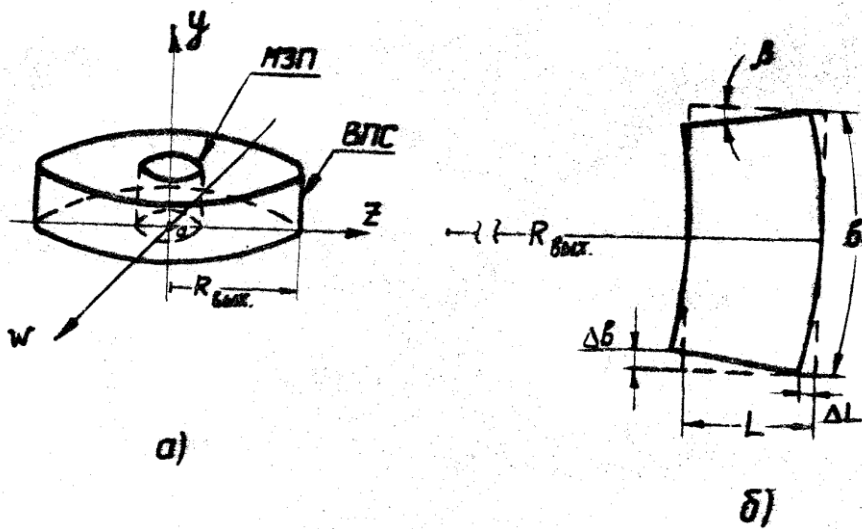


Рис.2 - Продольный (по потоку) разрез межэлектродного пространства при прошивке
 а- цилиндрическое межэлектродное пространство (прошивка круглых отверстий катодом-инструментом с центральным подводом электролита);
 б-проекция на плоскости woz статистически «полноценной» части объема выходной области и эквивалентного параллелепипеда.

Для проверки работоспособности найденного условия приближенного геометрического подобия природы и модели оценим, как сильно отличается, геометрия течений в выходной области цилиндрического МЭП – const при сверлении круглых отверстий катодом-инструментом радиуса $R_{\text{вых}} \gg L$ с центральным подводом электролита и в прямоугольном параллелепипеде длиной L , высотой h и шириной $b = 2\pi R_{\text{вых}}$. В этом случае МЭП обладает полной поворотной симметрией относительно оси y , поэтому выделим статистически полноценную часть объема ВО шириной (в ВПС) $b_1 \gg d_{\text{ср}}$. Пусть $R_{\text{вых}} = 2\text{мм}$, $L = 0,1\text{мм}$, $b_1 = 0,2\text{мм}$. Сравним с этой частью прямоугольный параллелепипед шириной b_1 и длиной L и оценим, как сильно отличается геометрия объемов. Для этого найдем угол β и длину отрезков ΔL и Δb (рис.2б). Учитывая, что $R_{\text{вых}} \gg b_1$, получим:

$$\sin \beta \approx \frac{0,5b_1}{R_{\text{вых}}} = 0,05; \quad \beta = 2^{\circ}50'$$

$$\Delta L \approx R_{\text{вых}} (1 - \cos \beta) \approx 2,4 \text{ мкм};$$

$$\Delta b \approx L \cdot \sin \beta \approx 2,5 \text{ мкм}.$$

Длина отрезков ΔL и Δb оказалась меньше $0,5d_{\text{ср}}$ и меньше обычных

микронеровностей электродов. Следовательно, в выделенной части объема ВО цилиндрического МЭП выполняются неравенства (2) и течение мало отличается от плоскопараллельного (при $R_{\text{вых}} > 2\text{мм}$ отличие еще меньше). Но тогда, используя полную поворотную симметрию МЭП относительно оси u , можно моделировать средние скорости слоев во всем ВПС и объемные расходы водорода и жидкости соответствующими скоростями и расходами плоскопараллельного потока с высотой h и шириной $b = 2\pi R_{\text{вых}}$, имеющего ту же толщину слоя смеси h_c и тот же градиент давления в ВПС.

Дополним три принятых допущения следующими допущениями, которые в последующем позволят упростить внутреннюю структуру модели течения в ВО, представив его, как плоскопараллельное течение двух несмешивающихся жидкостей с разными вязкостями.

4. Полагаем, что коэффициент выхода по току реакции анодного растворения велик и объем выделяющегося на аноде кислорода много меньше объема водорода, который выделяется на катоде за то же время; в этих условиях пренебрегаем анодным выделением кислорода.

5. Принимаем, что в рабочий зазор поступает хорошо очищенный электролит.

6. Пренебрегаем влиянием образующегося шлама на движение слоя ЖГС.

7. Пренебрегаем влиянием образующегося шлама на движение наиболее удаленной от анода части слоя электролита, примыкающей к слою ЖГС.

8. Принимаем, что в каждый фиксированный момент времени толщина слоя ЖГС одинакова во всей ВО и равна текущему значению толщины слоя ЖГС в выходном поперечном сечении.

Экспериментальное и теоретическое обоснование 4-го допущения можно найти во многих работах. Допущение 5 не нуждается в обосновании. Допущение 6 вытекает из оплаты практической работы, используя которое, можно оценить и справедливость 7-го допущения в каждом конкретном случае.

Рассмотрим 8-е допущение. Толщина слоя ЖГС непостоянна по длине МЭП: она равна нулю там, где электролит входит в зазор, и максимальна в ВПС (в МЭП образуется так наз. "пузырьковый клин") Аппроксимируем продольный (по потоку) разрез пузырькового клина прямоугольным треугольником, катетами которого являются линии пересечения плоскости разреза с рабочей поверхностью катода и с ВПС, а гипотенузой служит линейная аппроксимация границы пузырькового клина. Найдем угол α между катетом – ВПС и гипотенузой

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{h_c}$$

Если $\alpha = 2$ мм, $h_c = 50\text{мкм}$, то $\alpha > 88^\circ$; фактически же α еще больше. Следовательно, уже при $l = 2$ мм 8-е допущение вполне приемлемо.

Попутно найдем верхнюю границу длины ВО $L_{\text{макс}}$, определив ее как расстояние, отсчитываемое от ВПС против вектора скорости потока, на котором отклонение текущей толщины слоя смеси от толщины слоя смеси в ВПС h_c не превышает длины $0,5d_{\text{cp}}$. Тогда

$$L_{\text{макс}} \approx \frac{0,5d_{\text{cp}}}{\operatorname{tg}(90^\circ - \alpha)}$$

Если $\alpha = 88^\circ$, то $L_{\text{макс}} \approx 14d_{\text{cp}}$, если же $\alpha = 89^\circ$, то $L_{\text{макс}} \approx 28d_{\text{cp}}$. Следовательно, в тонких зазорах длиной $l > 2$ мм можно принимать $L = 100$ мкм без предварительных расчетов.

Наконец, доопределим внутреннюю структуру модели течения в ВО, ограничив исследования зазорами такой же длины, в ВО которых устанавливается пуазейлевское течение. Заметим, что в случае коротких зазоров с практически прямоугольным профилем скоростей в ВО расчет средних скоростей смеси и электролита вообще не нужен, а расчет объемных расходов водорода и электролита прост: требуется лишь усреднить локальную концентрацию водорода в слое смеси по высоте слоя.

Заканчивая обсуждение плоскопараллельной модели, отметим ее следующую

особенность, общую для многих моделей двухфазных систем. Двухфазный слой ЖГС заменен в модели слоем ограниченно эквивалентной сплошной среды с эффективной динамической вязкостью, зависящей от объемной концентрации пузырьков газа в смеси и других параметров (см. 2-ю часть работы). Оценочные расчеты показывают, что в зазорах толщиной $h < (30-40)$ мкм и эта ограниченная эквивалентность фиктивной сплошной среды может нарушаться. Отсутствие экспериментальных данных в литературе делает невозможным более точный прогноз поведения модели при очень тонких зазорах.

Выводы

1. При уменьшении зазора до (50-100) мкм в нем преобладает ламинарное течение слоев электролита и жидкостно-газовой смеси.

2. Пространственный масштаб процессов в жидкостно-газовой смеси, благодаря очень малым диаметрам водородных пузырьков и их ничтожно малой инерционности, составляет при ламинарном течении всего лишь несколько десятков микрон, что зачастую позволяет приближенно моделировать поток слоев смеси и электролита на выходе из рабочего зазора двумерным (плоскопараллельным) течением слоев.

РАЗМЕРНАЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА (РЭХО). МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКА ЭЛЕКТРОЛИТА

Пономарев Л. Д.

Розглянуто умови, що дозволяють наближено моделювати двошаровий потік рідинно-газової суміші і електроліту без домішки газу на виході з межелектродного зазору двовимірні плинком двох незмішуваних рідин з різними в'язкостями. Визначено фізичні межі застосовності моделі.

РАЗМЕРНАЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА (РЭХО). МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОТОКА ЭЛЕКТРОЛИТА

Пономарев Л. Д.

Рассмотрены условия, позволяющие приближенно моделировать двухслойный поток жидкостно-газовой смеси и электролита без примеси газа на выходе из межэлектродного зазора двумерным течением двух несмешивающихся жидкостей с разными вязкостями. Определены физические границы применимости модели.

SIZE ELECTROCHEMICAL TREATMENT (SECHT). DESIGN of STREAM of ELECTROLYTE

Ponomarev of L. D.

The conditions to simulate nearly double the flow of liquid-gas mixture and the electrolyte, without admixture of gas at the exit of two-dimensional between electrode gaps over the two immiscible liquids with different viscosity. Defined physical boundaries of the applicability of the model.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1

Процеси та інструменти механообробки

<i>Мельник М.С., Сліпцова Є.В.</i> Лінійний акустично-фазовий вимірювальний перетворювач для верстатів з ЧПК	3
<i>Витренко О.С.</i> Синтез інструментов для накатывания цилиндрических зубчатых колёс	9
<i>Кривий П.Д., Ковельник В.Р.</i> Трансформація пластичності зрізаного шару при свердлінні	15
<i>Полупан І.І., Гузенко В.С., Миранцов. С.Л., Шульга А.А.</i> Исследования динамической устойчивости процесса механообработки колесных пар	22
<i>Клименко Г.П., Ткаченко Н.А.</i> Визначення раціональних режимів і умов експлуатації інструментів на важких токарних верстатах	28
<i>Андронов О.Ю.</i> Підвищення надійності збірних різців при механообробці на важких токарних верстатах	34
<i>Казакова Т.В.</i> Теоретические основы повышения производительности процесса резания управлением надежностью режущего инструмента	41
<i>Мицык В.Я.</i> Определение силы микрорезания по сечению «U» - образного резервуара в плоскости колебаний	46

РОЗДІЛ 2

Якість та надійність металорізального обладнання

<i>Гаков С.О.</i> Розробка системи керування для колесотокарного верстата	50
<i>Васильченко Я.В., Ковалев В.Д., Сукова Т.А., Статкевич А.В.</i> Анализ входных параметров адаптивных технологических систем работы тяжелых станков	56
<i>Пономаренко О.В.</i> Промислові випробування системи керування точністю положення шпинделя важкого токарного верстата	60
<i>Ковалев В.Д., Антоненко Я.С.</i> Розробка та дослідження алгоритмів визначення видів зношення колісних пар на основі від'ємності геометрії поверхні колеса від вихідного	65
<i>Мицык А.В.</i> Модернизация рабочих поверхностей «U» - образного контейнера вибростанка	73

РОЗДІЛ 3

Технологія машинобудування

<i>Луців І.В., Кривий П.Д., Кривінський П.П.</i> Статистична оцінка точності товщини стінок згортних втулок приводних роликів і втулкових ланцюгів	78
<i>Маджид А.Х., Михайлов А.Н.</i> Влияние нанесения вакуумных ионно-плазменных покрытий на шероховатость и фрактальную размерность поверхностей спиральных сверл	85
<i>Миرونенко Е.В., Ковалев В.Д., Клочко А.А., Дрыга А.И., Брусиловский Б.А.</i> Вибростабилизирующая обработка крупногабаритных зубчатых колес	90

<i>Татьянченко А.Г.</i> Влияние термоупругих деформаций тонкостенных деталей на точность обработки отверстий	95
<i>Гевко Б.М., Ляшук О.А., Бабарика С.Ф., Заікін М.М.</i> Стендове обладнання для дослідження характеристик гвинтових робочих органів машин для розкидання твердих добрив	100
<i>Кіянновський М.В.</i> Прискорення конструкторсько-технологічної підготовки галузево-орієнтованих ремонтно-машинобудівних підприємств на базі ІТ-технологій	106
<i>Колот Л.П., Борисенко Ю.Б., Онищук С.Г., Юрченко А.А.</i> Повышение надежности закрепления крупногабаритных деталей при механообработке	111
<i>Гевко Б.М., Фльонц О.В.</i> Теоретичне обґрунтування процесу подачі конвеєрної стрічки в зону різання	116
<i>Горбенко О.А., Іванов Г.О., Стрельцов В.В.</i> Обґрунтування конструктивного рішення шнекового пресу з пропарюючим пристроєм	122
<i>Мартынов А.П., Стародубцев И.Н.</i> Оптимизация балансировочной системы крупных дискообразных деталей с использованием многомерных параметрических рядов	127
<i>Горбенко О.А., Іванов Г.О., Чебан А.Я.</i> Конструктивно-технологічне рішення машини для багатоступеневого подрібнення сировини	133
<i>Мишура Е.В.</i> Выбор критериев эффективности при оптимизации технологических систем	137
<i>Палюх А.Я.</i> Дослідження шорсткості гвинтових поверхонь при обробленні різцевими головками	142
<i>Бережная Э.В., Іванов А.А.</i> Влияние микрорельефа поверхности на качество электроконтактной наплавки режущей части инструмента	149

РОЗДІЛ 4

Моделювання та оптимізація елементів технологічних систем

<i>Залоза В.А., Криворучко Д.В., Залоза О.А.</i> К вопросу об экспериментальном определении коэффициента трения при резании материалов	154
<i>Мироненко Э.В., Гузенко В.С., Васильева Л.В.</i> Многокритериальная оптимизация режимов резания с учетом энергозатрат при токарной обработке	163
<i>Луців І.В., Лещук Р.Я.</i> Розробка алгоритмів створення багатолезового оснащення адаптивного типу для обробки поверхонь обертання	168
<i>Гевко І.Б.</i> До питання моделювання гофрованих гвинтових робочих органів машин	175
<i>Черномаз В.Н., Гузенко В.С., Аносов В.Л.</i> Графовая модель потока восстановления в механообработке	179
<i>Ковалев Д.Г., Мироненко Е.В.</i> Исследование прочностных характеристик сборных резцов для тяжелых станков токарно-карусельной группы	185
<i>Калініченко В.В.</i> Принципи розробки моделей стійкості різального інструменту при чистовій обробці на основі інтегрального енергетичного критерію процесу різання	190
<i>Пономарев Л. Д.</i> Размерная Электрохимическая Обработка (РЭХО). Моделирование потока электролита	198

ДЛЯ ПОДАТОК

Научное издание

НАДЕЖНОСТЬ ИНСТРУМЕНТА И ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Сборник научных трудов
Выпуск №25

Постановление президии ВАК Украины
от 9 июня 1999 г., №1-05/7
Решение ученого совета ДГМА,
протокол №11 от 28.05.2009

Ответственный редактор: к.т.н. Гузенко В.С.
Верстка: Ковалев Д.Г.

Підп. до друку 29.11.2009
Ум. друк. арк. 13.
Тираж 100 прим.

Формат 60×84 ¹/₁₆.
Обл.-вид. арк. 9,45.
Зам. № 54

Видавець і виготівник
"Донбаська державна машинобудівна академія"
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72
Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру
серія ДК №1633 від 24.12.2003