

SECTION 9. MECHANICAL ENGINEERING

DOI: 10.46299/ISG.2025.MONO.TECH.3.9.1

9.1 Системи регулювання радіального розміру хона

Сучасне машинобудівне виробництво характеризується високими вимогами до гнучкості технологічних процесів, що обумовлено як зростанням номенклатури продукції, так і потребою у підвищенні стабільності параметрів якості оброблених поверхонь. Одним із технологічних процесів, де гнучкість відіграє визначальну роль, є хонінгування отворів. Гнучкість цього процесу полягає у здатності технологічної системи оперативно реагувати на відхилення геометричної форми отвору, які виникають як після попередніх етапів механічної обробки, так і безпосередньо під час самого хонінгування. Реалізація такої властивості можлива лише за умови ефективної взаємодії елементів інструментальної системи регулювання радіального розміру (СРРР), які забезпечують злагоджену вхідну та вихідну дії в процесі формоутворення.

Для досягнення заданих показників точності та гнучкості технологічного процесу традиційно застосовуються інструментальні системи регулювання радіального розміру, до яких належать хонінгувальні головки та стрижневі хони (алмазні розвертки). Вони здатні забезпечити необхідні параметри точності та шорсткості оброблюваної поверхні, проте мають низку суттєвих недоліків, а саме:

- відсутність перекриття зони різання при обробці отворів зі складною або переривчастою поверхнею;
- неможливість автоматизованого регулювання радіального розміру в отворах малого діаметра (менше 35 мм);
- інтенсивне руйнування алмазно-абразивного шару в момент врзання;
- недостатня теоретична та експериментальна опрацьованість процесів функціонування СРРР;

- обмежена придатність до інтеграції в адаптивні системи керування процесом хонінгування.

У зв'язку з цим актуальним є створення ефективної інструментальної системи регулювання радіального розміру, здатної забезпечити стабільну роботу під час хонінгування прецизійних отворів деталей машин.

Процес хонінгування, як правило, здійснюється на вертикально-хонінгувальних верстатах [270-273]. Основним робочим рухом у більшості таких верстатів є обертання інструменту, тоді як рух подачі реалізується у вигляді зворотно-поступального переміщення. Для підвищення точності формоутворення та забезпечення оброблюваності важкооброблюваних матеріалів, а також з метою зростання продуктивності, до складу рухів додають осциляційний рух (коливання) [271]. Розрізняють два типи осциляцій: коловий та осьовий.

Конструктивна складність верстата значною мірою визначається концентрацією рухів. Під концентрацією розуміють зосередження всіх основних рухів процесу на одному з двох взаємодіючих елементів технологічної системи (наприклад, на інструментальному шпинделі). Протилежним підходом є диференціація рухів, яка полягає в їх розподілі між обома елементами системи (інструментом і заготовкою), що дозволяє спростити конструкцію окремих вузлів і підвищити технологічну гнучкість.

Для проведення системного аналізу та класифікації сучасних хонінгувальних верстатів доцільно сформулювати базові вимоги до їх кінематичних схем, серед яких:

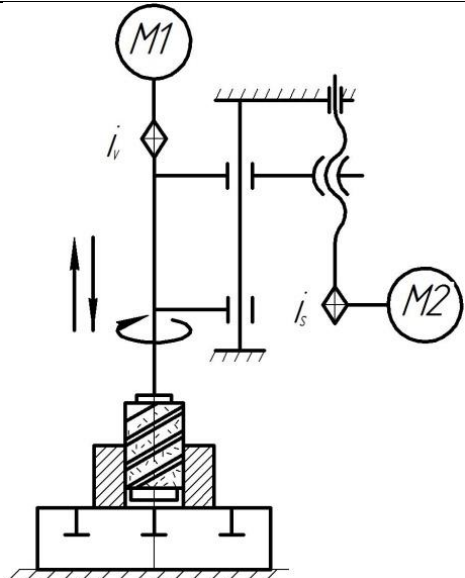
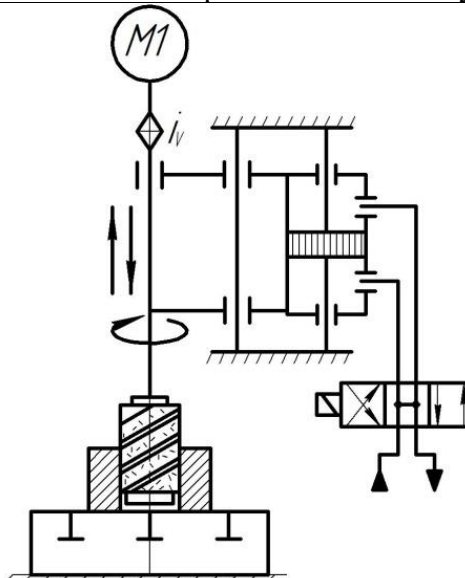
- забезпечення високої точності прямого та зворотного рухів інструменту;
- висока швидкодія та стабільність роботи системи регулювання радіального розміру;
- раціональна диференціація рухів між елементами системи;
- наявність осцилюючих рухів для підвищення якості обробки;
- можливість інтеграції адаптивних систем керування процесом.

На основі зазначених вимог може бути розроблена класифікація кінематичних схем традиційних хонінгувальних верстатів, яка слугуватиме підґрунтям для подальшого вдосконалення їх конструкцій та підвищення ефективності процесу хонінгування.

Класифікація кінематичних схем хонінгувальних верстатів за видами надання рухів виконавчим елемента наведена в таблиці 1.

Одним із ключових конструктивних недоліків більшості традиційних хонінгувальних верстатів є концентрація всіх основних рухів на інструменті. Такий принцип кінематичного побудування призводить до істотного ускладнення конструкції верстата, підвищення чутливості до похибок юстування та зниження стабільності технологічного процесу. Зокрема, у верстатах моделей 3Г833, 3Н85 та 3М83 відсутні осциляційні рухи, що обмежує можливості забезпечення високої точності формоутворення та знижує ефективність обробки матеріалів із підвищеними вимогами до якості поверхні. При цьому верстати, в конструкції яких передбачено осциляційний рух, зазвичай мають складну структуру виконавчих механізмів, що ускладнює їх виготовлення, налагодження та обслуговування. Перспективним напрямом удосконалення є диференціація рухів між інструментом і заготовкою, що дозволяє реалізувати осциляційні переміщення за допомогою простих механізмів, підвищуючи гнучкість системи та зменшуючи складність конструкції. Система регулювання радіального розміру (СРРР) відіграє ключову роль у забезпеченні стабільності процесу хонінгування. Вона призначена для формування необхідного зусилля притиску різальних зерен алмазно-абразивного інструменту до поверхні отвору, а також для реалізації радіального переміщення брусків у процесі обробки. Крім цього, СРРР забезпечує виконання допоміжних функцій: швидкого підводу брусків до поверхні після введення інструменту в отвір і їх оперативного відводу перед виходом з отвору [270, 273].

Таблиця 1

№	Схема верстат	Комплект рухів	Елемент, якому надається рух	Вид приво­ду	Елементи процесу різання
1	2	3	4	5	6
Вертикальний хонінгувальний верстат мод. 3Г833 [270, 273]					
1	 Джерело: сформовано автором за [270,273]	Обертальний	Інструменту	Електро-механічний	Швидкість різання
		Прямолінійний зворотно-поступальний довгий			Осьова подача
Вертикальний хонінгувальний верстат мод. 3Н85 і 3М83 [270, 273]					
2	 Джерело: сформовано автором за [270, 273]	Обертальний	Інструменту	Електро-механічний	Швидкість різання
		Прямолінійний зворотно-поступальний довгий		Гідравлічний	Осьова подача

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6
Хонінгувальний верстат з круговою та осьовою осциляцією [270, 273-275]					
3		Обертальний	Інструменту	Електро-механічний	Швидкість різання
		Прямолінійний зворотно-поступальний довгий			Осьова подача
		Прямолінійний зворотно-поступальний короткий			Осьова осциляція
		Зворотно-поступальний обертальний			Колова осциляція
Верстат з осьовою осциляцією [276]					
4		Обертальний	Деталі	Електро-механічний	Швидкість різання
		Прямолінійний зворотно-поступальний довгий	Інструменту		Осьова подача
		Прямолінійний зворотно-поступальний короткий			Осьова осциляція
		Зворотно-поступальний обертальний			Колова осциляція

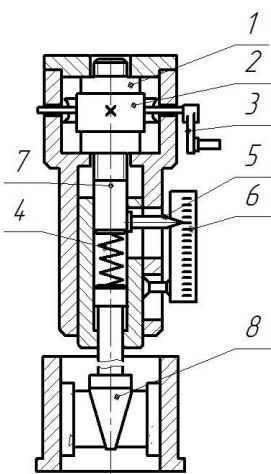
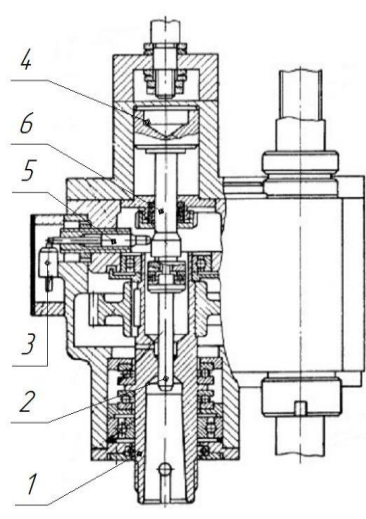
За характером керувальної дії розрізняють СРРР за способом створення тиску та реалізації радіальної подачі. У механізмах подач виникають сили статичного та кінетичного тертя між взаємодіючими поверхнями елементів приводу [277, 278]. Статичне тертя визначається як тертя поверхонь у стані спокою, тоді як кінетичне — як тертя під час їх відносного руху. Вплив цих явищ на функціональні характеристики кінематичних пар описується поняттям

фрикційної інерційності, яка суттєво впливає на точність і стабільність переміщень.

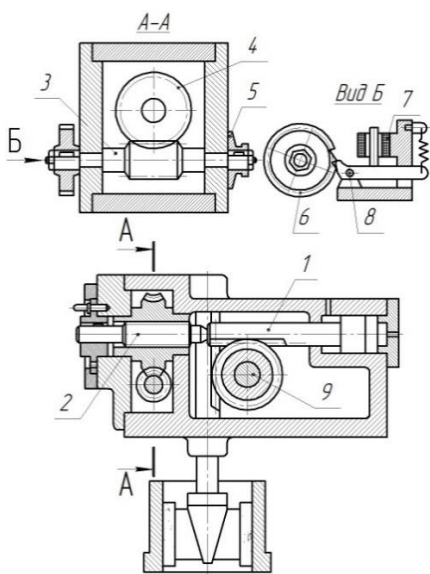
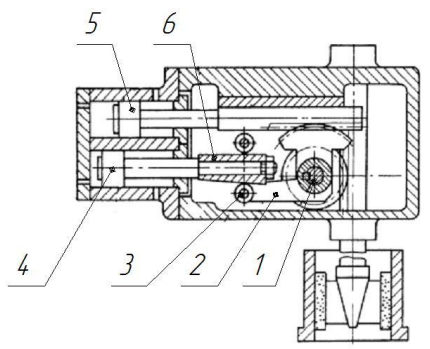
Аналіз традиційних схем CPPP алмазно-абразивного інструменту свідчить про наявність низки конструктивно-функціональних обмежень. До основних вимог, яким повинні відповідати сучасні системи регулювання, належать висока точність і швидкодія переміщення, можливість роботи в умовах адаптивного керування процесом з урахуванням наявності кінематичних пар зі статичним або кінетичним тертям, мінімізація кількості кінематичних ланок та забезпечення стабільності функціонування в різномірних технологічних середовищах. Усі традиційні схеми CPPP побудовані на основі мікропереміщень у режимах статичного та кінетичного тертя, що призводить до флуктуацій зусиль притиску та нестійких режимів роботи. Це, своєю чергою, унеможливорює ефективне застосування таких систем в умовах адаптивного керування технологічним процесом через їхню фрикційну інерційність та обмежені динамічні властивості.

Подальший розвиток систем регулювання радіального розміру має бути спрямований на комплексне дослідження існуючих схем, що працюють у режимах статичного та кінетичного тертя, з метою виявлення їхньої стабільності та чутливості; розроблення нових конструкцій, придатних до інтеграції в адаптивні системи керування без істотного ускладнення структури; а також мінімізацію кількості функціональних середовищ, у яких працює система. Реалізація цих завдань дозволить створити нове покоління CPPP, здатних забезпечити стабільність, точність та адаптивність процесу хонінгування відповідно до вимог сучасного високоточного машинобудівного виробництва.

Таблиця. 2

№	Схема CPPP	Опис принципу дії	Вид приводу	Характер керуючої дії	Зв'язок між елементами та наявність тертя
1	2	3	4	5	6
Механічний привод подач CPPP [270, 273]					
1	 Джерело: сформовано автором за [270, 273]	Рукоятка 3 передає обертальний рух на черв'ячну передачу 2, котра обертає гайку 1. Гайка 1 переміщує гвинт 7, котрий діє на пружину 4. Зусилля від тарувальної пружини 4 передається на плунжер регулювання радіального розміру хона 8. Величина зусилля, з яким тарувальна пружина 4 діє на плунжер радіального розміру хона 8 визначається за допомогою вказівника 6 та шкали 5.	Механічний	Дискретний	Пружній Елементи тертя: Черв'ячна передача Гвинтова передача
Гідравлічний привод подач CPPP [270, 273]					
	 Джерело: сформовано автором за [270, 273]	Регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструмента відбувається за рахунок переміщення товкача 2 в осьовому напрямку. Переміщення товкача 2 здійснюється при допомозі штоку гідроциліндру 6. З метою попередження виводу алмазно-абразивного інструменту з	Гідравлічний	Постійний	Жорсткий Елементи тертя: Гідроциліндр

Продовження таблиці 2

		розтиснутими брусками передбачений контроль стискання брусків кінцевим перемикачем 4.			
CРРР з дискретною подачею [270, 273]					
	 Джерело: сформовано автором за [270, 273]	При кожному подвійному ході інструмента супорт фіксатора провертає храпове колесо на заданий кут, при цьому черв'ячна передача здійснює поворот черв'ячного колеса 4 і переміщення гвинтового упора 2 на дозовану величину. При цьому збільшується простір для переміщення штока гідроциліндру 1 для контакту з новим положенням гвинтового упора 2.	Гідравлічний	Дискретний	Жорсткий Елементи тертя: Черв'ячна передача Рейкова передача Гвинтова передача
Дозований гідромеханічний привід подач CРРР [270, 273]					
	 Джерело: сформовано автором за [270, 273]	Шток гідроциліндру 4 переміщує конус 6, тим самим ролик 3 переміщується вниз по обумовленому конусу. Це дозволяє штоку гідроциліндра 5 повернути зубчатий сектор 2, який перемістить плунжер регулювання радіального розміру хона.	Гідромеханічний	Постійний	Жорсткий Елементи тертя: Рейкова передача Клинова передача

Імпульсний гідравлічний привод подач CPPP [270, 273]					
	Для переміщення плунжера регулювання радіального розміру хона та підводу її брусків до поверхні, що оброблюється здійснюється при подачі мастила в верхню порожнину гідроциліндра 2. Одночасно з цим мастило з нижньої порожнини циліндра через золотник 3 зливається в бак. Момент дотику брусків з поверхнею, що оброблюється фіксується шляхом контролю потужності, яка використовується електродвигуном обертання шпинделя верстату. В процесі обробки потужність, що витрачається електродвигуном зростає. Дане явище використовується для подачі сигналу на відімкнення золотника 3. В даному випадку мастило з гідроциліндру може зливатися лише через золотник 6 та дозатор 5.	Гідравлічний	Дискретний	Жорсткий	Елементи тертя: Гідроциліндр

Джерело: сформовано автором за [270, 273]

Всі традиційні схеми CPPP функціонують на основі мікропереміщень в умовах статичного та кінетичного тертя, що може призвести до несталої роботи.

Слід зазначити, що CPPP працює в різномірних функціональних середовищах.

Можливість використання традиційних схем CPPP даних типів в умовах адаптивного керування неможливе внаслідок фрикційної інерційності.

Кінцева ланка системи регулювання радіального розміру (CPRP) є ключовим елементом, що безпосередньо визначає ефективність та точність функціонування всієї системи. Саме вона забезпечує безперервне та контрольоване збільшення радіального розміру інструмента відповідно до технологічних вимог процесу хонінгування. У переважній більшості конструкцій кінцева ланка виконується у вигляді клинового механізму, який взаємодіє з алмазно-абразивними брусками та утворює клинову передачу. Такий підхід зумовлений необхідністю забезпечення високої передавальної здатності при мінімальних габаритах вузла. Клинова передача дає змогу створювати значні зусилля притиску за відносно невеликих переміщень виконавчого органу, що є особливо важливим у процесі обробки, де на інструмент діють значні сили різання.

Однією з ключових функцій клинкової кінцевої ланки є здатність протидіяти силам різання, які виникають під час формоутворення, і водночас забезпечувати плавне та високоточне радіальне розширення інструментального блоку, що вимагає високої стабільності геометричних параметрів клина, мінімального зносу робочих поверхонь та забезпечення сталої кінематичної точності упродовж усього терміну експлуатації. Конструкція клинового механізму повинна гарантувати стабільність зусилля притиску навіть за умов коливань навантажень та мікроколивань, властивих процесу хонінгування.

Для системного аналізу та подальшої класифікації кінцевих ланок CPPP доцільно сформулювати комплекс основних вимог, яким вони повинні відповідати. Передусім це висока точність переміщення та швидкодія, що визначають здатність механізму оперативно реагувати на зміни технологічних параметрів. Не менш важливою є максимальна площа контакту між взаємодіючими елементами, яка забезпечує рівномірний розподіл навантаження

та зменшує питомі контактні напруження, що позитивно впливає на зносостійкість та стабільність роботи. Крім того, конструкція кінцевої ланки повинна забезпечувати можливість зворотного ходу під час обробки, що необхідно для реалізації допоміжних технологічних рухів і компенсації можливих похибок.

Особливу увагу при класифікації кінцевих ланок слід приділяти характеру різальної поверхні. Існують два основні типи таких поверхонь — дискретна та єдина. Дискретна поверхня формується окремими алмазно-абразивними елементами з проміжками між ними, що забезпечує гнучкість у відведенні стружки та зменшення контактної площі, але вимагає точного регулювання положення кожного елемента. Єдина різальна поверхня утворюється суцільним рядом різальних елементів, що дозволяє забезпечити більш рівномірне навантаження та стабільність формоутворення, проте потребує підвищених вимог до точності регулювання радіального розміру по всій довжині поверхні контакту.

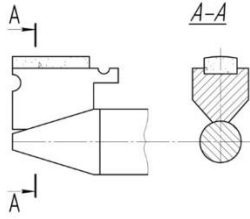
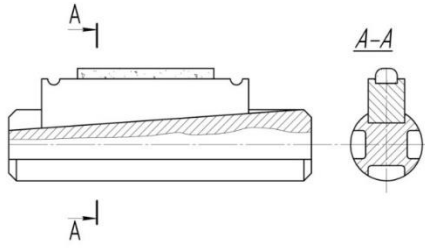
На основі зазначених характеристик доцільно виконати класифікацію існуючих кінцевих ланок СРРР за типом різальної поверхні та формою контакту з оброблюваною поверхнею. Така класифікація дозволяє системно оцінити функціональні можливості різних конструкцій та визначити оптимальні варіанти для конкретних умов обробки. Узагальнені результати класифікації традиційних кінцевих ланок СРРР за формою контакту з поверхнею наведено в таблиці 3.

Майже всі традиційні кінцеві ланки СРРР мають в основі клин, який передбачає наявність роботи в умовах статичного та кінетичного тертя, що може призвести до виникнення нестійкої роботи СРРР в цілому.

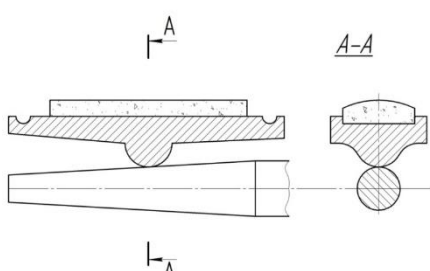
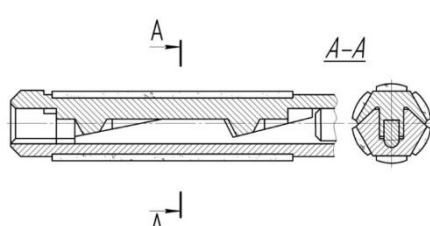
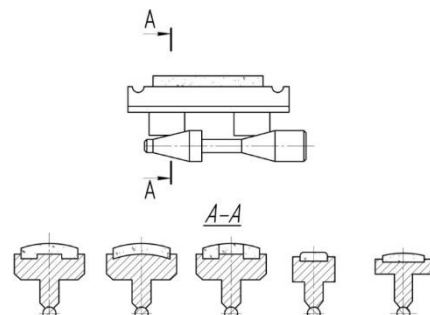
Кінцеві ланки СРРР не мають можливості забезпечення точного зворотного ходу в процесі обробки, що ускладнить їх використання в умовах адаптивного керування процесом.

Більшість кінцевих ланок СРРР мають малу площу контакту з алмазно-абразивним брусками, що негативно впливає на здатність інструменту виправляти геометричні похибки.

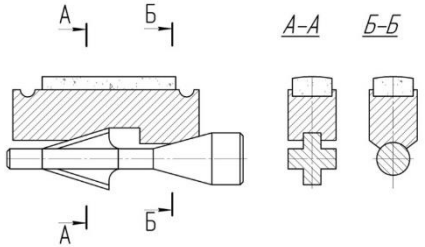
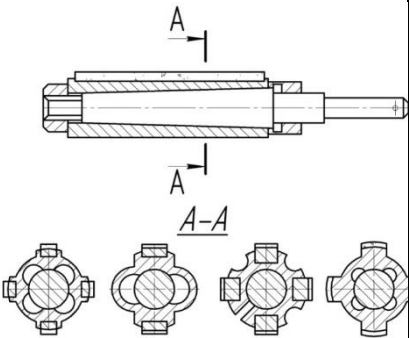
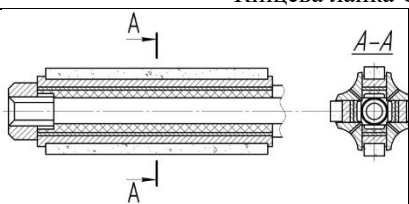
Таблиця. 3

№	Тип кінцевої ланки	Конструктивн е виконання кінематичної пари, які утворюють рух розтиску	Можливість прямого та зворотного ходу без наявності фрикційної інерційності	Теоретична форма контакту взаємодіючи х поверхонь	Область використанн я
1	2	3	4	5	6
Кінцева з одним конусом розширення з кромковим контактом [271, 272]					
1	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий у вигляді одного конусу	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явність не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху	Взаємодія внутрішньої і зовнішньої конічної поверхні с переходом на кромковий контакт	Хонінгування глухих отворів
Кінцева ланки СРРР з одним конусом розширення з площинним контактом [271, 272]					
2	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий у вигляді одного конусу	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явність не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху.	Взаємодія поверхонь у площинному контакті.	Прецезійне хонінгування отворів високої точності

Продовження таблиці 3

Кінцева ланка CPPP з одним конусом розширення з сферичним контактом [271, 272]					
3	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий у вигляді одного конусу	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явністю не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху.	Взаємодія поверхонь у сферичному контакті	Однчасне хонінгування декількох довгих отворів при наявності самовстановлення брусків
Кінцева ланка CPPP з одностороннім клином [271, 272]					
4	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий односторонній	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явністю не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху.	Взаємодія поверхонь площинним у контакті.	Абразивне хонінгування отворів (10-25мм)
Кінцева ланка CPPP з двома конусами розширення з кромковим контактом [271, 272]					
5	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий у вигляді двох конусів	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явністю не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху.	Взаємодія внутрішньої і зовнішньої конічної поверхні с переходом на кромковий контакт.	Хонінгування переривчатих поверхонь (шліцьових шпонкових отворів)

Продовження таблиці 3

Кінцева ланка CPPP з двома конусами розширення з площинним контактом [271, 272]					
6	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клиновий у вигляді двох конусів	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явність не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного прямого та зворотного руху.	Взаємодія внутрішньої і зовнішньої конічної поверхні с переходом на комбінований контакт	Хонінгування отворів (до 20 мм)
Кінцева ланка CPPP з пружно-деформуємою гільзою (алмазна розвертка або стержневий хон) [271, 272]					
9	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Клин у вигляді конусу	Не задовільне внаслідок наявності перехідного процесу від статичного до кінетичного тертя, що супроводжується на явність не рівномірного руху і фактично не може забезпечити точного зворотного руху	Взаємодія внутрішньої і зовнішньої конічної поверхні с переходом на кромковий контакт	Алмазне розверчування
Кінцева ланка CPPP з гідравлічним роз тиском [271, 272]					
10	 Джерело: сформовано автором за [271, 272]	Гідростатичний	Задовільне із-за мінімізованої кількості деталей с статичним і кінематичним тертям.	Взаємодія поверхонь площинному контакті	Одночасне хонінгування декількох співвісних отворів довгими брусками

На операціях хонінгування отворів доцільним є застосування систем автоматичного керування технологічним процесом, що дає змогу суттєво підвищити точність розмірів та геометричної форми оброблюваних поверхонь. Впровадження таких систем забезпечує стабільність параметрів обробки, зменшення впливу дестабілізуючих чинників та підвищення рівня автоматизації

виробництва. Залежно від закону дії, який визначає принципи регулювання та керування, автоматичні системи поділяють на чотири класи [280, 281].

До першого класу належать системи стабілізації, у яких задана дія описується постійними величинами. Основний режим їх функціонування спрямований на зменшення або повне усунення помилок, зумовлених дією зовнішніх обурень. Такі системи ефективні у випадках, коли технологічний процес характеризується відносною сталістю параметрів та незначними відхиленнями від номінальних умов.

Другий клас становлять системи програмного регулювання, де задана дія визначається заздалегідь відомими функціями часу. Основний режим роботи таких систем полягає у зміні регульованих величин відповідно до встановленої програми та в компенсації похибок, викликаних збуреннями. Подібні системи дають змогу реалізовувати точно визначені кінематичні закони, що особливо важливо при обробці отворів з варіативною структурою поверхонь або змінними режимами навантаження.

Третій клас представлений системами стеження, в яких закон заданої дії є невідомою функцією часу. Основний режим роботи таких систем спрямований на відтворення регульованої величини відповідно до фактичного закону її зміни. Вони особливо ефективні у випадках, коли процес обробки супроводжується випадковими або складно прогнозованими змінами зовнішніх умов.

Четвертий клас становлять адаптивні системи керування, які автоматично змінюють алгоритми функціонування керуючої частини для досягнення оптимального режиму в умовах змінних параметрів об'єкта керування. Ці системи забезпечують найвищий рівень гнучкості та стійкості процесу за рахунок здатності до самопристосування до змінних характеристик технологічного середовища.

У металорізальних верстатах з електричними або гідравлічними приводами для забезпечення високої точності обробки необхідно підтримувати стабільність законів функціонування їхніх вузлів. Однак на практиці ця вимога не завжди виконується через нестабільність параметрів приводів і

невизначеність характеристик об'єкта обробки. Нестабільність параметрів гідромеханічних та електромеханічних приводів зумовлена низкою факторів, серед яких — конструктивні недосконалості окремих елементів, вплив технологічних похибок, коливання припуску на обробку, зміни тиску та температури робочої рідини тощо. Невизначеність характеристик процесу обробки виникає як через недостатню апіорну інформацію про властивості матеріалу та умови різання, так і через зміну цих властивостей упродовж часу.

Одним із найефективніших підходів до компенсації нестабільності параметрів динамічних систем в умовах неповної визначеності їхніх характеристик є використання принципів адаптивного керування. Адаптивні системи керування (АСК) здатні оперативно реагувати на зміну зовнішніх та внутрішніх параметрів процесу, автоматично коригуючи власні алгоритми роботи. Саме тому на операціях хонінгування отворів найбільш доцільним є застосування АСК, які мають здатність до самопристосування [281].

Важливим чинником, що зумовлює потребу у використанні адаптивних систем, є розкид розмірів та геометричної форми отворів у межах допуску, що призводить до недостатності інформації про реальний стан оброблюваної поверхні під час виконання технологічної операції. АСК дозволяють компенсувати ці недоліки шляхом безперервного коригування параметрів процесу на основі даних зворотного зв'язку. Крім того, адаптивні системи здатні виправляти типові дефекти геометричної форми, такі як бочкоподібність, сідлоподібність та конусність отворів, а також автоматично враховувати знос зерен брусків хонінгувальної головки, підтримуючи стабільний контактний тиск та геометричну точність упродовж усього циклу обробки.

Подальший аналіз ефективності впровадження адаптивних систем керування процесом хонінгування отворів передбачає розгляд існуючих типів АСК, їх структурних схем, принципів побудови та функціональних можливостей у контексті сучасних технологічних вимог.

АСК стабілізації крутного моменту з електроприводом наведена на рис.1.

АСК стабілізації складається з поворотного динамічного столу 1, на якому закріплюється оброблювана деталь. До поворотного столу 1 прикріплений потенціометричний датчик 2, який з'єднаний в свою чергу з омметром 3. Омметр знаходиться в єдині цепі з безконтактним регулятором БРМ -11 4.

Регулювання радіального розміру інструмента 6 здійснюється за рахунок черв'ячної передачі 7, яка приводиться в дію приводом 5.

Обумовлена АСК працює наступним чином. Деталь, що оброблюється, закріплюється на поворотному динамометричному столі 1.

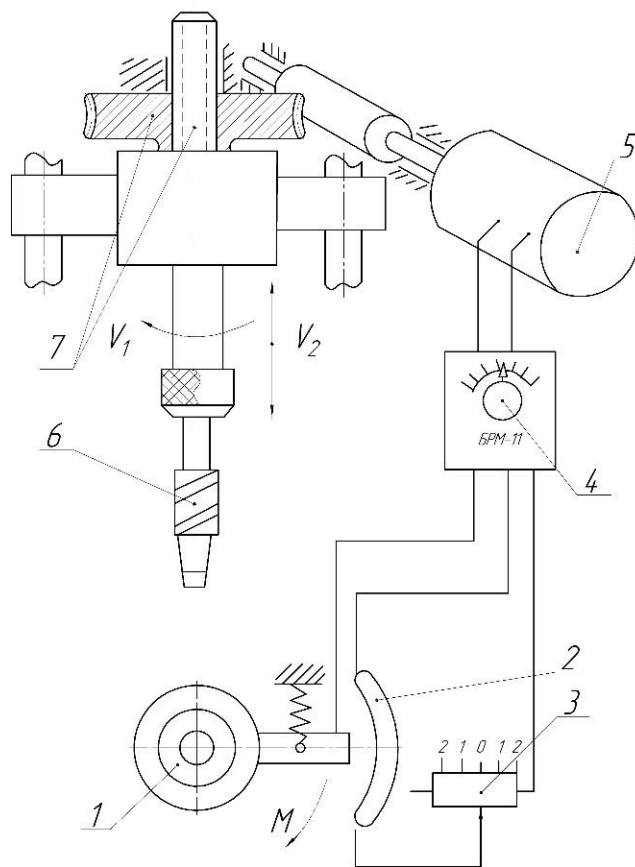


Рис. 1. АСК стабілізації

крутного моменту з
електроприводом .

1 – поворотний
динамометричний стіл;

2 – потенціометричний
датчик;

3 – омметр;

4 – безконтактний
регулятор БРМ – 11;

5 – привід СРРР;

6 – інструмент;

7 – СРРР

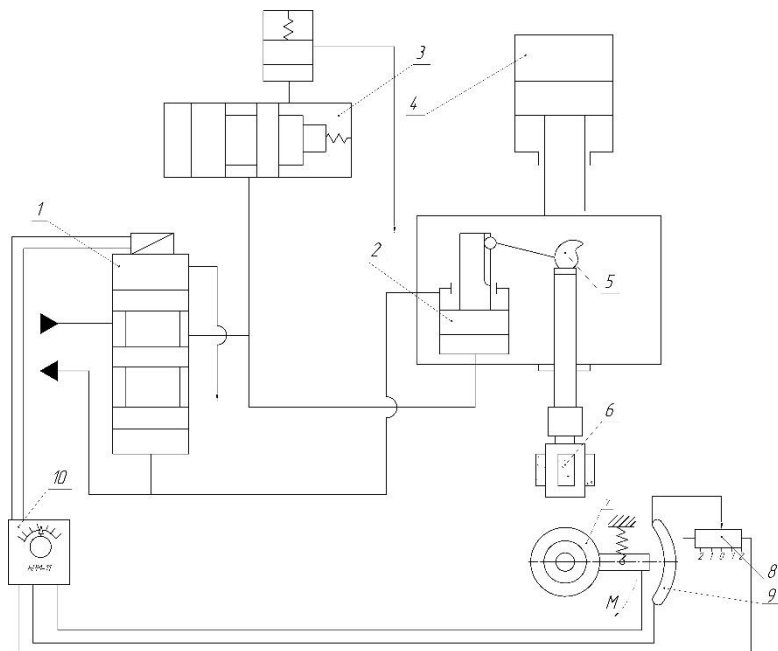
Джерело: сформовано
автором за [270, 273]

При відхиленні поточного значення моменту від заданого при налаштуванні потенціометричного датчика 2, з'єданого з столом, створюється вихідний сигнал, який вимірюється в зміні опору в обумовленому датчика, який визначається омметром 3 та передається на підсилення до безконтактного регулятора БРМ-11 4. Після підсилення сигнал передається на привід 5, що призводить до зменшення величини подачі плунжера регулювання радіального розміру до моменту стабілізації крутного моменту на оброблюваній деталі.

АСК програмного керування тиском з гідравлічним приводом наведена на рис. 2

АСК програмного керування тиском з гідравлічним приводом із складається поворотного динамометричного столу 7, на якому встановлюється деталь. До обумовленого столу приєднаний потенціометричний датчик 9, який з'єднаний в свою чергу з омметром 8. Омметр знаходиться в єдині цепі з безконтактним регулятор БРМ -11 10.

Рис. 2 АСК програмного керування тиском з гідравлічним приводом



1 – керуючий електрогіддорозподільник; 2 – гідроциліндр привода обертання профільного кулачка; 3 – розподільник зворотного зв'язку; 4 – гідроциліндр приво­ду зворотно – поступального руху; 5 – профільний кулачок; 6 – інструмент; 7 – поворотний динамометричний стіл; 8 – омметр; 9 – потенціометричний датчик; 10 – безконтактний регулятор БРМ – 11

Джерело: сформовано автором за [270, 273]

Регулювання радіального розміру інструмента 6 здійснюється за рахунок плунжера на кінці, якого закріплений профільний кулачок 5 переміщення, кого здійснює рейко-поршень гідроциліндру 2. Керування обумовленого циліндру здійснюється за рахунок електрогіддорозподільника 1.

АСК програмного керування тиском з гідравлічним приводом працює наступним чином. Деталь, що оброблюється закріплюється на поворотному

динамометричному столі 7. При відхиленні поточного значення моменту від заданого при налаштуванні потенціометричного датчика 9, з'єднаного з столом, створюється сигнал розузгодження, який вимірюється в переміні опору, яка визначається омметром 8 та передається на підсилення до безконтактного регулятора 10. Після підсилення сигнал передається керуючому електрогіддорозподільнику 1, котрий збільшує або зменшує тиск у магістралі гідроциліндру привода обертання профільного кулачка.

АСК стабілізації крутного моменту з гідромеханічним приводом наведена на рис. 3

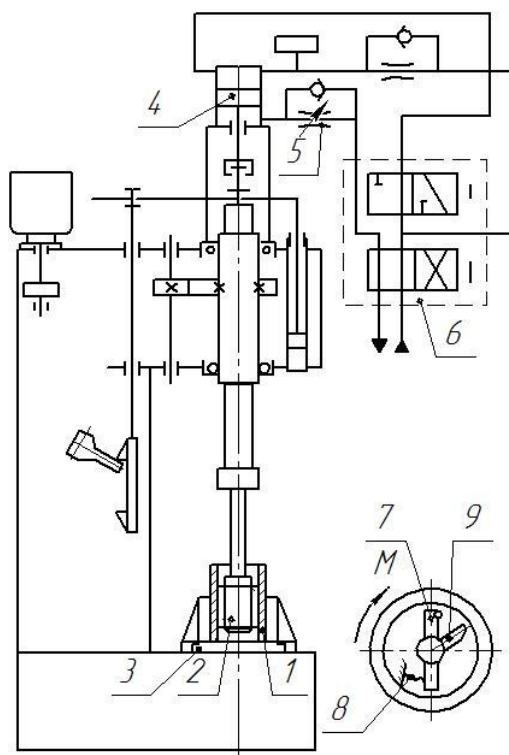


Рис.3 АСК стабілізації крутного моменту з гідромеханічним приводом

- 1 – оброблювана деталь;
- 2 – інструмент;
- 3 – пружно-поворотна планшайба;
- 4 – СРРР;
- 5 – дросель;
- 6 – електрогіддорозподільник;
- 7 – кулачок;
- 8 – пружина;
- 9 – кулачок;

Джерело: сформовано автором за [270, 273]

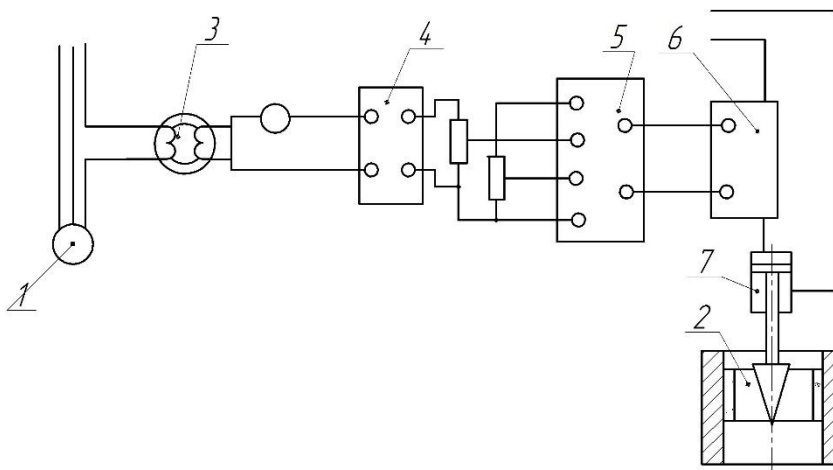
АСК стабілізації крутного моменту з гідромеханічним приводом складається з пружно-поворотної планшайби 3 на, якій закріплюється оброблювана деталь 1. Пружно-поворотна планшайба складається з пружини 8, кулачка 9 та кулачка 7, який з'єднаний з дроселем 5.

Регулювання радіального розміру інструмента здійснюється при допомозі гідроциліндру 4 керування, яким здійснюють електрогіддорозподільники 6.

Обумовлена АСК працює наступним чином: на протязі процесу хонінгування тиск брусків 2 реєструється за реактивним моментом на оброблюємії деталі 1, встановленій на пружно-поворотній планшайбі 3. Під дією крутного моменту від сил різання планшайба повертається на певний кут і через кулачок 7 діє на дросель 5. Мاستило від гідросистеми через електрогідроперетворювач 6 діє на механізм розтиску брусків 4, в результаті чого зменшується крутний момент на шпінделі верстата. Планшайба з деталлю під дією пружини повертається у вихідне положення [271].

АСК стабілізація крутного моменту з електрогідравлічним приводом наведений на рис. 4

Рис.4 АСК
стабілізації крутного
моменту з
електрогідравлічним
приводом



1 – електродвигун
головного привода; 2 –
інструмент; 3 –
трансформатор; 4 –
випрямляч; 5 – електронний
блок керування; 6–
електрогідравлічний клапан; 7
– гідроциліндру;

Джерело: сформовано
автором за [270,273]

АСК стабілізації крутного моменту з електрогідравлічним приводом складається з електродвигуна головна привода 1, трансформатору 3, електронного блоку керування 3 та електрогідравлічного клапану 6.

Регулювання радіального розміру інструменту 7 здійснюється за рахунок гідроциліндру 7.

Обумовлена АСК працює наступним чином. Струм, який споживає двигун головного привода 1, через трансформатор 3 подається до випрямляча 4 і далі до електронного блоку керування 5, де буде порівнюватися із заданим сигналом. Якщо існує різниця між цими сигналами, то електрогідравлічний клапан 6 зменшить або збільшить подачі робочої рідини в гідроциліндр 7.

Недоліком даної системи є використання для керування величини струму двигуна головного приводу.

АСК програмного керування пройденого шляху з механічним приводом наведена на рис. 5.

АСК програмного керування пройденого шляху з електромеханічним приводом складається з інструменту 1, який з'єднаний з гвинтовою передачею 3 на, якій закріплений фотоімпульсний датчик ВЕ. Гайка гвинтової передачі 3 розміщена в осьовому отворі зубчатого колеса зубчатої передачі 2. Зубчата передача 2 обертається за рахунок крокового електродвигуна М1.

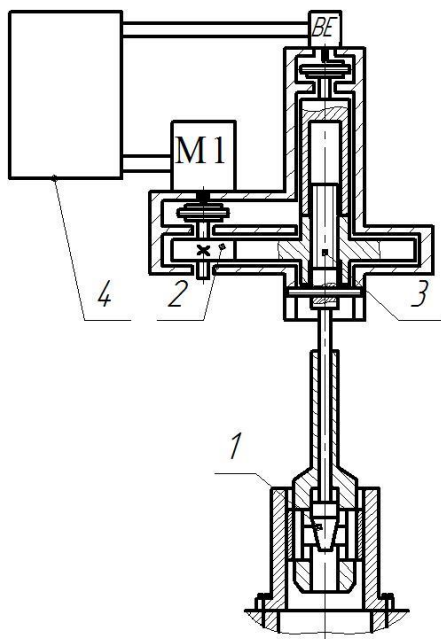


Рис. 5 АСК програмного керування пройденого шляху з електромеханічним приводом

1 – інструмент;

2 – зубчата передача;

3 – гвинтова передача;

4 – ПЧПК;

М1 – кроковий електродвигун;

ВЕ – фотоімпульсний датчик

Джерело: сформовано автором за [271]

АСК програмного керування пройденого шляху з електромеханічним приводом працює наступним чином. Фотоімпульсний датчик ВЕ визначає положення гвинта гвинтової передачі 3 і посиляє сигнал на пристрій числового програмного керування (ПЧПК), який у відповідності до отриманого сигналу

провертає вихідний вал крокового електродвигуна М1. Сукупність обумовлений призводить до регулювання радіального розміру інструмента 1.

Під час алмазно-абразивного хонінгування отворів виникає необхідність точного та стабільного регулювання радіального розміру інструмента з метою забезпечення заданих параметрів точності розмірів та геометричної форми деталі. Від цього безпосередньо залежить досягнення необхідних допусків, формування правильної геометрії отвору, а також відтворюваність результатів обробки в серійному та масовому виробництві. Зазначені функції реалізуються за допомогою систем регулювання радіального розміру (СРРР), які є невід'ємною складовою сучасних хонінгувальних інструментів та комплексів.

Оцінювання якості роботи СРРР можливе на основі аналізу диференційних рівнянь, що описують поведінку системи. Такий підхід дає змогу врахувати як статичні, так і динамічні характеристики механізмів, а також оцінити стійкість, точність та швидкодію системи у реальних умовах функціонування. Задачу дослідження СРРР доцільно розділити на дві самостійні підзадачі: статичну та динамічну. Перша з них пов'язана з аналізом сталого режиму роботи системи та визначенням її точності у статичному стані. Друга — з дослідженням поведінки системи в перехідних режимах, що дозволяє оцінити швидкодію, інерційність та можливі коливальні процеси.

Статичний аналіз СРРР дає можливість визначити величину похибки у сталому режимі, її залежність від конструктивних параметрів ланок та зовнішніх впливів, а також оцінити здатність системи підтримувати задане зусилля притиску та радіальне положення інструмента. Динамічний аналіз, у свою чергу, дозволяє дослідити часову реакцію системи на зміну вхідного сигналу, оцінити наявність перехідних процесів, їхню тривалість та характер (аперіодичний, коливальний тощо), що є критично важливим у процесі високошвидкісної обробки та при адаптивному керуванні.

Не менш важливим етапом є класифікація систем регулювання радіального розміру, яка дозволяє систематизувати існуючі технічні рішення та визначити оптимальні конструктивно-функціональні схеми для конкретних технологічних

умов. У загальному вигляді CPPP складається з трьох основних ланок. Привідна ланка отримує вхідний сигнал від керуючої системи та ініціює рух. Комплект передавальних ланок забезпечує перетворення руху приводу у необхідні лінійні та силові параметри, відповідно до кінематичних і силових співвідношень механізму. Кінцева ланка здійснює безпосереднє лінійне переміщення алмазно-абразивних брусків та виконує силову функцію обробки, забезпечуючи необхідний контактний тиск інструмента на поверхню деталі.

На основі зазначеної структурної побудови складено загальну класифікацію CPPP, яка узагальнює типи приводів, види передавальних механізмів та варіанти кінцевих ланок залежно від їх конструктивних та функціональних особливостей. Ця класифікація наведена в таблиці 4. Вона є відправною точкою для проведення поглибленого аналізу кожного зі складових елементів системи з визначенням їхніх статичних та динамічних характеристик. Такий підхід дозволяє всебічно оцінити потенціал різних схем CPPP, визначити їх придатність до інтеграції в адаптивні системи керування, а також обґрунтувати напрямки вдосконалення конструкцій з урахуванням вимог сучасного високоточного виробництва.

Після введення основних визначень і класифікацій ланок системи регулювання радіального розміру (CPRP) виникає можливість більш глибокого аналізу та синтезу як окремих складових елементів, так і фізичних процесів, що відбуваються під час їх функціонування. Це особливо важливо з огляду на характер переміщень, які реалізуються в таких системах. Регулювання радіального розміру у процесі хонінгування здійснюється з високою точністю, у діапазоні від часток мікрона до кількох мікрометрів [271]. Такий масштаб переміщень дає підстави розглядати CPPP як системи малих переміщень (СМП) [304], що накладає специфічні вимоги до їх кінематичних, силових та динамічних характеристик.

Таблиця 4

Найменування елементів СРРР	Функціональне призначення	Конструктивне виконання
Привід	Забезпечення переміщень на основі вхідного сигналу	Електричні, гідравлічні і пневматичні крокові двигуни.
Комплект передавальних кінематичних ланок	Забезпечення переміщень необхідної лінійної величини, з необхідною швидкістю	Зубчата, гвинтова і інші передачі
Кінцева ланка	Регулюємий носій алмазних чи абразивних зерен, який виконує обробляючу функцію	Клинова передача спряжена з комплектом призматичних тіл розміщених в пазах циліндричної обойми.

Малі переміщення, які виконуються в процесі регулювання, як правило, відбуваються з незначними швидкостями. У цих умовах система працює в зоні граничного тертя, коли статичне тертя переходить у кінетичне. При цьому коефіцієнти тертя набувають змінних значень, що залежить від мікрогеометрії поверхонь, стану змащення та локальних мікроколивань. Функціонування СМП в умовах граничного тертя зумовлює появу характерного ефекту переривчастого руху [278].

Переривчастий рух характеризується чергуванням фаз зупинок та різких скачків переміщення, що призводить до виникнення коливальних процесів. Такі явища негативно впливають на точність переміщення кінцевої ланки, оскільки мікроскачки та запізнення можуть порушувати стабільність регулювання радіального розміру, особливо при роботі в режимах високої точності. Наявність переривчастого руху безпосередньо пов'язана з фрикційними властивостями кінематичних пар та пружними деформаціями елементів системи, які накопичуються у фазі зупинки та різко вивільняються у фазі стрибка.

Процес регулювання радіального розміру відбувається в умовах короткочасності як часу, так і шляху переміщення, що фактично переводить його у площину перехідних режимів. Це вимагає розгляду роботи СРРР з динамічних позицій, адже саме у перехідному процесі проявляються інерційні, фрикційні та

пружні ефекти, які визначають фактичну точність та стабільність регулювання. У зв'язку з цим особливу увагу слід приділити аналізу динамічної поведінки CPPP традиційних конструктивних схем.

Для забезпечення об'єктивності оцінювання необхідно перевірити сталість роботи традиційних схем CPPP, які функціонують у режимі програмного керування підналагодженням без використання адаптивних алгоритмів. Такий аналіз дозволяє виявити внутрішні обмеження класичних конструкцій і визначити ступінь їхньої відповідності сучасним вимогам високоточного машинобудування. З цією метою розглядаються окремі ланки системи відповідно до класифікації (див. табл. 4), що дає можливість детально простежити внесок кожного елемента у загальну поведінку CPPP.

З огляду на вирішальну роль фрикційних явищ у роботі СМП, доцільно провести поглиблений розгляд сил тертя, що діють у кінематичних парах і спряженнях системи. Ці сили визначають як характер мікропереміщень, так і форму перехідних процесів, а отже, є ключовим фактором у забезпеченні стабільності та точності регулювання радіального розміру під час хонінгування.

Для забезпечення високої точності регулювання радіального розміру в процесі хонінгування отворів необхідно реалізувати принцип силового замикання інструментальної системи регулювання радіального розміру (CPPP). Саме силове замикання визначає надійність контакту інструмента з оброблюваною поверхнею, стабільність зусиль притиску та збереження заданих параметрів положення алмазно-абразивних брусків у процесі обробки. Наявність правильно сформованої замкненої силової схеми дозволяє уникнути паразитних переміщень, коливань та самовільних зсувів інструментальних елементів, які можуть призвести до відхилень геометричних параметрів отвору.

Розглядаючи кінцеву ланку традиційної інструментальної CPPP, можна побудувати схему дії сил у процесі регулювання радіального розміру (рис. 6, а). У момент позиціонування на кінцеву ланку діє осьова сила P_Z спрямована уздовж осі інструмента. Під дією цієї сили відбувається переміщення клинового елемента, що призводить до утворення радіальної сили P_X , спрямованої

перпендикулярно до осі отвору. Радіальна сила, у свою чергу, передається на поверхню оброблюваного отвору через контактні ділянки алмазно-абразивних брусків. У відповідь на дію радіальної сили формується реакція опору R_X , спрямована протилежно до P_X . Саме ця реакція є елементом силового замикання, яке фіксує систему відносно оброблюваної поверхні, створюючи рівновагу сил у робочому стані.

Сили, які діють у кінцевій ланці CPPP, мають імпульсний, тобто змінний у часі, характер. У процесі регулювання осьовий імпульс сили P_Z , що зображується на схемі лінією 4, викликає утворення відповідного імпульсу радіальної сили P_X , який представлений лінією 7. Ці імпульси відповідають етапу короткочасного переміщення та встановлення інструмента у новому положенні. Після завершення позиціювання осьова сила P_Z стабілізується, а система переходить у статичний режим, за умови, що радіальна сила $P_X > 0$. У цьому стані контакт між інструментом і поверхнею підтримується за рахунок силового замикання, що забезпечує фіксоване положення брусків.

Під час безпосереднього знімання припуску осьова сила P_Z знижується до нуля, оскільки активне позиціювання припиняється. Водночас радіальна сила P_X зберігає своє значення завдяки пружній жорсткості системи та незворотності клинної передачі. Остання виконує функцію механічного фіксатора, який запобігає самовільному зворотному переміщенню брусків під дією реакції контактних сил. Таким чином, навіть у відсутності осьового зусилля, система зберігає необхідний контактний тиск між інструментом і поверхнею деталі, що є необхідною умовою стабільного процесу хонінгування.

Реалізація принципу силового замикання є критично важливою для досягнення високої точності та відтворюваності результатів обробки. Вона забезпечує сталість положення інструментальних елементів у зоні різання, компенсує вплив мікроколивань та фрикційних ефектів, а також визначає характер розподілу навантажень у зоні контакту. Аналіз силової схеми кінцевої ланки дозволяє не лише оцінити ефективність традиційних конструктивних рішень, а й виявити потенційні зони покращення, пов'язані з підвищенням

пружної стабільності та точності позиціонування у перехідних і сталих режимах роботи.

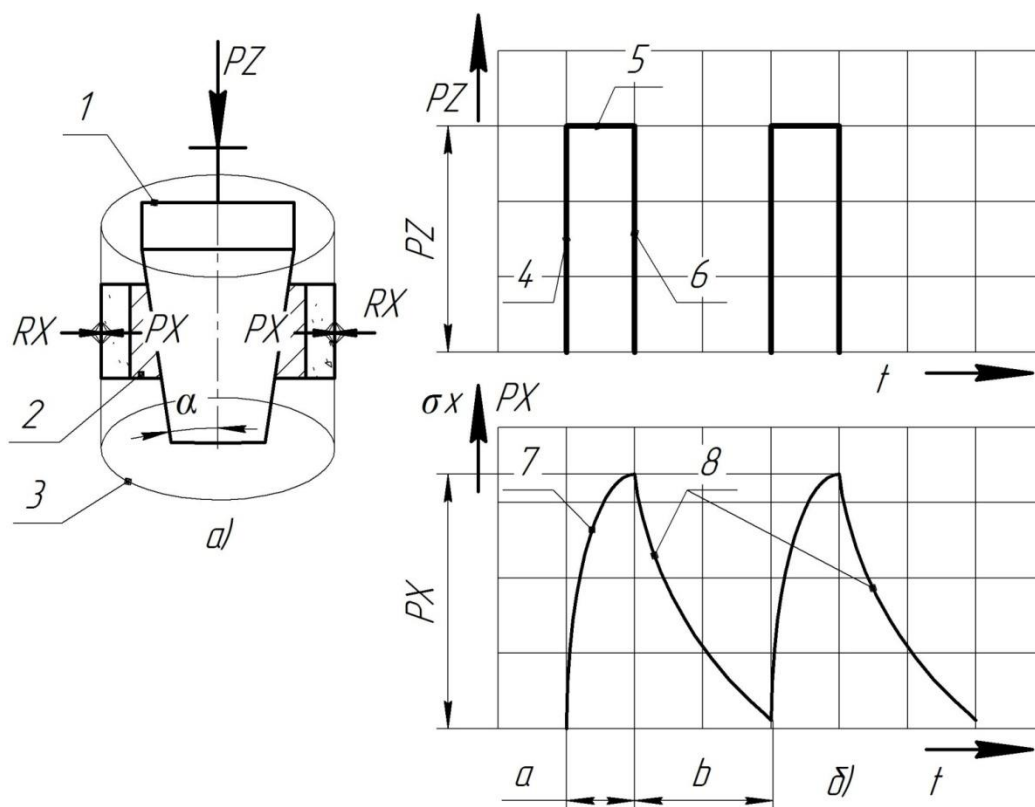


Рис. 6 Схема дискретного силового замикання кінцевої ланки

традиційних CPPP а) схема дії сил в кінцевій ланці; б) графік дії імпульсу сил при функціонуванні CPPP

1 – клин; 2 – алмазно-абразивні бруски; 3 – контур поверхні оброблюваного отвору; 4 – лінія зростання імпульсу сили PZ ; 5 – лінія стабілізації сили PZ ; 6 – лінія падіння імпульсу сили PZ ; 7 – лінія зростання імпульсу сили PX та зростання напруження σ_x ; 8 – лінія падіння імпульсу сили PX , яка співпадає з лінією зміни припуску в процесі хонінгування та падіння напруження σ_x ; PZ – осьова сила; PX – радіальна сила; RX – реакція опору на дію сили PX ; t – час; a – час зростання імпульсу сили PX в умовах силового замикання; b – час падіння імпульсу сили PX , який супроводжується зменшенням величини припуск, що знімається.

Джерело: сформовано автором самостійно

Також, при зростанні імпульсу осьової сили PZ та імпульсу радіальної сили PX присутнє розузгодження, що свідчить про наявність інерційності.

Падіння значення радіальної сили $PX \rightarrow 0$, що пов'язано з процесом зняття припуску призведе до того, що імпульс осьової сили PZ знову прийме максимальне значення та збільшить величину радіальної сила $PX > 0$.

Проміжок часу при падінні імпульсу радіальної сили в межах $0 \leftarrow PX \gg 0$ і відсутності імпульсу осьової сили ($PZ=0$) буде визначати "силовий люфт".

Силовий люфт - це стан при якому інструментальна система невірноважена ($PZ=0$; $PX \rightarrow 0$).

Умови рівноваги системи:

$$\Sigma X=0 \quad R_X-P_X=0 \quad (1)$$

$$\Sigma Z=0 \quad P_Z-R_X/\operatorname{tg}\alpha=0 \quad (2)$$

де: α – кут клинної передачі.

Умова (1) в будь якому разі стані зберігається протягом всього процесу хонінгування. Зменшення сили P_X пов'язане із зняттям припуску буде викликати зменшення реакції R_X і підтримувати рівновагу.

В той же час умова (2) не підтримується в процесі хонінгування, тому що при зупинці переміщення клина ($P_Z=0$), реакція $R_X/\operatorname{tg}\alpha > 0$, за рахунок пружної жорсткості системи визначеною незворотністю клинної передачі. Таким чином, система буде невірноважена в напрямку вісі Z .

Ріст імпульсу сили P_Z для створення силового замикання відбувається в умовах перехідного процесу. Як було визначено, в умовах перехідного процесу клинний ланці притаманна інерційність, яка негативно впливає на процес регулювання радіального розміру.

Отже, можна прийти до висновку, що утворений силовий люфт буде свідчити про дискретність імпульсу осьової сили P_Z та постійної роботи в умовах перехідного процесу у відповідності до досліджень [278,283].

Системи регулювання радіального розміру (СРРР) належать до верстатних систем, що забезпечують високоточні переміщення інструментальних елементів у межах малих швидкостей. Подібні системи застосовуються у високоточному машинобудуванні, де необхідно реалізовувати позиціонування з точністю до часток мікрона та при цьому забезпечувати стабільність процесу в умовах низькошвидкісного руху.

Відповідно до досліджень [278,283,284], приводи вузлів верстатів, що мають виконувати малі точні переміщення з низькими швидкостями, являють

собою системи, у яких відбувається пружна взаємодія контактуючих поверхонь. Наявність сил тертя між цими поверхнями зумовлює розузгодження між рухами ланок, які формують керуючий сигнал, та ланок, що безпосередньо його реалізують. Це розузгодження є однією з головних причин появи специфічних динамічних ефектів у прецизійних механізмах.

Коли швидкість ковзання в контактних зонах є нижчою від певного критичного значення [278], спостерігається різко виражена нерівномірність руху виконавчих ланок. Такий рух набуває стрибкоподібного характеру з чергуванням коротких фаз ковзання та зупинок, що повторюються з певною періодичністю. Подібні явища є типовими для механізмів точних верстатів, у яких необхідно забезпечити мікропереміщення з швидкостями у декілька міліметрів за хвилину або навіть меншими. У цих умовах сила тертя та пружні деформації відіграють домінуючу роль, а поведінка системи суттєво відхиляється від ідеалізованої лінійної моделі.

Характер руху при таких точних і малих переміщеннях відносить роботу системи до функціонування у перехідному режимі. Це означає, що звичні методи статичного аналізу не дозволяють повною мірою описати поведінку системи, оскільки визначальними є часові залежності та інерційно-фрикційні ефекти, які проявляються у коротких часових інтервалах. Внаслідок цього функціонування систем типу СРРР необхідно оцінювати з урахуванням динамічних характеристик, що вимагає спеціальних методів аналізу, заснованих на рівняннях руху та урахуванні змінних параметрів тертя.

Оскільки СРРР складається з ряду послідовно взаємопов'язаних ланок, на початковому етапі дослідження проводився аналіз динамічних характеристик кожної ланки окремо. Такий підхід дає змогу ідентифікувати вплив окремих конструктивних елементів на загальну поведінку системи, виявити потенційні джерела нестабільності та оцінити їхній внесок у формування перехідних процесів. Результати динамічних досліджень окремих ланок СРРР наведені в додатку А та слугують базою для подальшого моделювання інтегрованої поведінки системи в цілому.

На підставі динамічного аналізу складових ланок традиційних конструкцій СРРР, розглянемо систему в цілому. Електромеханічна СРРР (див. рис. 7) [272,273,285] складається з крокового електродвигуна 1, зубчатої кінематичної пари 2, гвинтової кінематичної пари 3 та клинової пари 4.

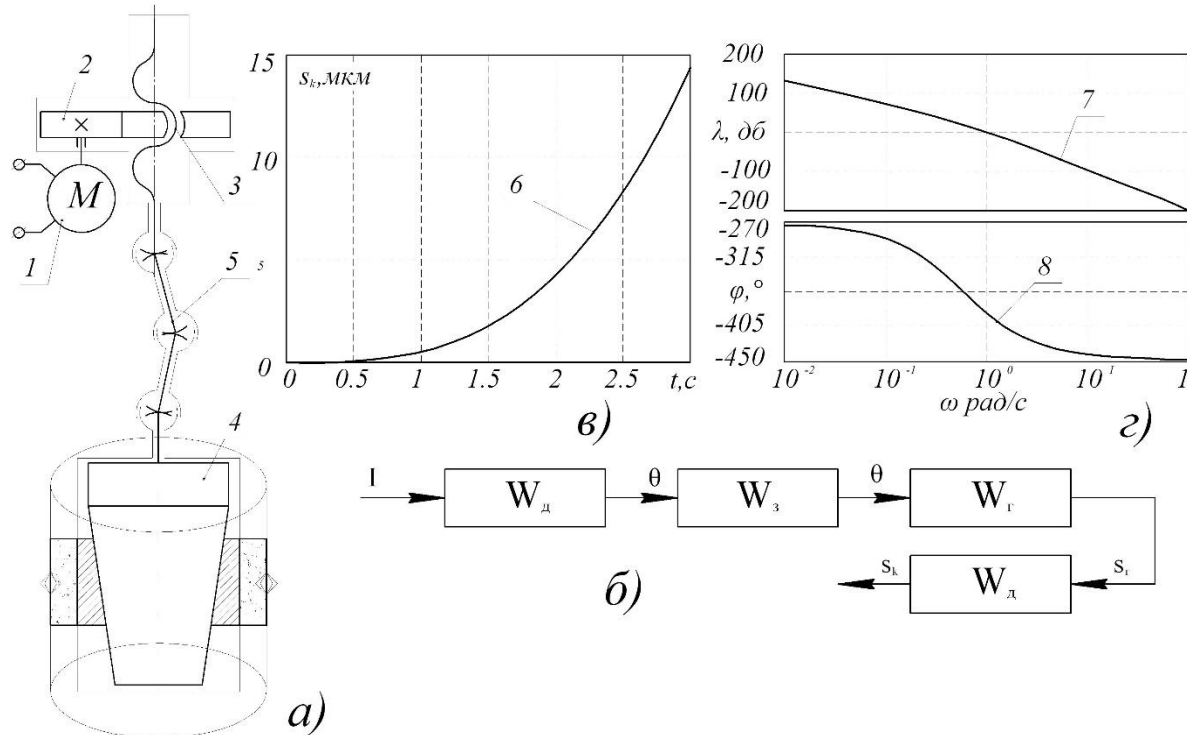


Рис.7 Електромеханічна СРРР та характеристика перехідного процесу

а) конструктивна схема; б) структурна схема; в) перехідна

характеристика; г) логарифмічно-частотні характеристики;

1 – електричний кроковий двигун; 2 – зубчата кінематична пара; 3 – гвинтова кінематична пара; 4 – клинова кінематична пара; 5 – шарнірна підвіска; 6 – перехідна характеристика вихідної величини $s_k = f(t)$; 7 – логарифмічна амплітудно-частотна характеристика; 8 – логарифмічна фазово-частотна характеристика;

Джерело: сформовано автором самостійно

Окрім крокового електродвигуна, вже відомо рівняння передавальних функцій кінематичних пар в динаміці. Визначимо передавальну функцію крокового електродвигуна в динаміці.

Електричний кроковий двигун 1 (в подальшому ЕКД). Він представляє різновид синхронного електричного двигуна, обмотка керування, якого збуджується багатозафазовою системою прямокутних імпульсів [286,287].

Складемо рівняння обертового моменту, який створюється на валу ЕКД [286].

$$M_{ед} = M_s(\theta) + \beta \frac{d\theta'}{dt} \quad (3)$$

де: M_s – синхронізуючий момент ЕКД;

θ – геометричний кут повороту валу ЕКД;

β – коефіцієнт демпфування, обумовлений протидією обертанню, вихровими токами та статичним і кінематичним тертям;

$\frac{d\theta'}{dt}$ - кутова швидкість валу КД, перша похідна від кута пороту;

Рівняння 3 вказує на залежність синхронізуючого моменту від кута повороту, ця залежність буде змінюватися від конкретно обраного типу ЕКД.

Виведемо рівняння передавальної функції ЕКД.

$$i = \frac{M_{ед}}{M_s(\theta) + \beta \frac{d\theta'}{dt}} \quad (4)$$

Приведені рівняння описують ЕКД в статичі. Для більш детального аналізу необхідно розглянути ЕКД в динаміці.

Для аналізу ЕКД в динаміці необхідно скласти рівняння рівноваги в динаміці.

$$J \frac{d\theta'}{dt} = M_s(\theta) + \frac{d\theta'}{dt} \beta \quad (5)$$

де: J – момент інерції;

M_c – момент опору на валу ЕКД.

Визначимо передавальну функцію ЕКД в динаміці з врахуванням перетворень за Лапласом з початковими нульовими умовами.

$$W = \frac{\theta}{M_s} = \frac{\frac{1}{\beta}}{\left(\frac{J}{\beta}p+1\right)} \quad (6)$$

Після визначення всіх типів ланок та їх характеристичних рівнянь складемо загальне рівняння передавальної функції електромеханічної СРРР.

$$W_E = \frac{s_k}{\theta} = \frac{1}{tg\alpha(mkp^2 + \mu kp)} * \frac{i_3}{(J_3 + \mu z)p} * \frac{\mu z}{0.5m\epsilon dtg\psi p} * \frac{\beta^{-1}}{\frac{J_o}{\beta}p + 1} \quad (7)$$

Опираючись на рівняння передавальних ланок та знаючі принцип дії електромеханічної CPPP складемо структурну схему де вкажемо всі зв'язки та недоліки (рис.7,б).

Для подальшого дослідження необхідно визначитися з значеннями сил та інших складових. Зведемо всі дані до таблиці 5.

Маючі необхідні дані побудуємо перехідну характеристику (рис.7,в), та логарифмічні характеристики (рис.7,г) електромеханічної CPPP.

Таблиця 5

Зміні параметри, одиниця виміру	Двигун	Зубчата передача	Гвинтова та клинова передача
J, Н м	1*	-	-
B	0,3	-	-
μ_z	-	0,3	-
A _з , Н м	-	1*	-
$\psi, ^\circ$	-	-	4,5
r _г , мм	-	-	8
A _к , Н м	-	-	1*
m _г , кг	-	-	1*
m _к , кг	-	-	1*
k _q	-	-	0.3
f _x	-	-	0.8
U _Σ , мм ²	-	-	342
M	-	-	0,3

* - так, як не відомо за яким законом буде визначатися дані параметри. Доцільно для їх визначення використати метод апроксимації, що дозволить виразити параметри в пропорційній залежності у вигляді прямої. Значення даних параметрів будуть визначатися тангенсом кута, між прямою та її проекцією на вісь. Умовно приймемо, що тангенс кута буде дорівнювати 45°, а як відомо $\text{tg}45^\circ=1$.

Перехідна характеристика електромеханічної CPPP рис.7, в вказує на не лінійність вихідної дії, а саме зміни величини контактного тиску алмазно-абразивних брусків на оброблювану поверхню $p_k=f(t)$, що обумовлено наявністю інерційності, це пов'язано з наявністю елементів тертя в ланках. Наявність інерційності призводить до неспівпадіння з вхідною дією $\theta=f(t)$. Утворене розумовне вхідної θ та вихідної дії p_k призводить до утворення не сталого (імпульсного) руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру.

Причиною обумовленого явища є наявність статичного та кінетичного тертя з нелінійною характеристикою в зоні малих переміщень

Отримані логарифмічні частотні характеристики (рис.7 ,г) свідчать проте, що процес функціонування не відповідає умовам сталості. Це підтверджується тим, що крива зміни фази перетинає раніше границю сталості 3 ніж крива зміни амплітуди перетинає границю сталості 4. Обумовленість не сталого функціонування викликане наявністю елементів тертя в ланках електромеханічної СРРР.

Гідравлічна СРРР (рис. 8) [274-276, 282] складається з золотникового гідророзподільника 3, гідравлічного циліндру 2 та клинової кінематичної пари 1.

Визначимо передавальну функцію гідравлічної СРРР, для цього перемножимо передавальну функцію клинової кінематичної пари та гідравлічної ланки. Слід зазначити, що передавальна функція гідравлічної ланки описує дію гідравлічного циліндру та золотникового гідророзподільника в умовах перехідного режиму.

$$W_r = \frac{s_k}{z_3} = \frac{1}{tg\alpha(mkp^2 + \mu kp)} * \frac{(k_x / U_p)}{\left(\left[\frac{1}{U_p} \sqrt{\frac{Vmp}{2E}} \right]^2 p^2 + \frac{k_o}{U_p} \sqrt{\frac{mpE}{2V}} p + 1 \right)} \quad (8)$$

Опираючись на рівняння передавальних ланок та знаючі принцип дії гідравлічної СРРР складемо структурну схему (рис.8, б) де вкажемо всі зв'язки та недоліки.

Для подальшого дослідження необхідно визначитися з значеннями сил та інших складових гідравлічної СРРР. Зведемо всі дані до таблиці 6

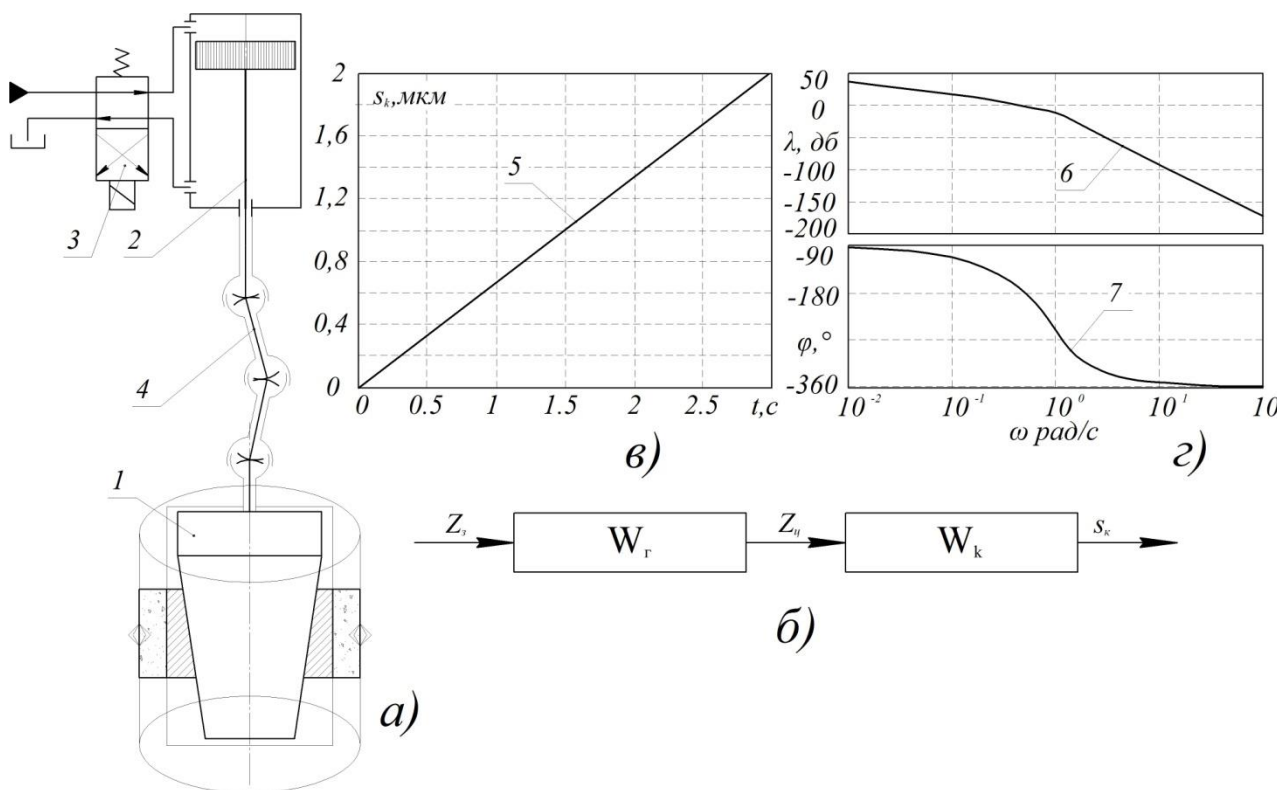


Рис. 8 Гідравлічна СРРР та характеристика перехідного процесу а) конструктивна схема; б) структурна схема; в) перехідна характеристика; г) логарифмічно-частотні характеристики;

1 – клинова кінематична пара; 2 – гідроциліндр; 3 – гідророзподільник; 4 – шарнірна підвіска; 5 – перехідна характеристика вихідної величини $p_k = f(t)$; 6 – логарифмічна амплітудно-частотна характеристика; 7 – логарифмічна фазово-частотна характеристика.

Джерело: сформовано автором самостійно

Таблица 6

Зміни параметри, одиниця виміру	Гідравлічний циліндр	Клинова передача
$f, \text{мм}^2$	1*	-
$V, \text{мм}^3$	1*	-
$E, \text{МПа}$	10	-
$m_n, \text{кг}$	1*	-
$m_k, \text{кг}$	-	1*
k_q	-	0.3
f_x	-	0.8
$U_\Sigma, \text{мм}^2$	-	342
μ	-	0,3

* - так, як не відомо за яким законом буде визначатися дані параметри. Доцільно для їх визначення використати метод апроксимації, що дозволить виразити параметри в пропорційній залежності у вигляді прямої. Значення даних параметрів будуть визначатися тангенсом кута, між прямою та її проекцією на вісь. Умовно приймемо, що тангенс кута буде дорівнювати 45° , а як відомо $\text{tg}45^\circ=1$.

На основі приведених даних та рівняння передавальної функції побудуємо перехідну характеристику (рис. 8, в) та логарифмічно частотні характеристики (8, г) гідравлічної СРРР. На основі вказаних характеристик визначимо наявність скачко-подібного руху та умов сталого функціонування.

Перехідна характеристика гідравлічної СРРР (рис. 8, в) вказує на не лінійність вихідної дії, а саме зміни величини контактного тиску алмазно-абразивних брусків на оброблювану поверхню $p_k=f(t)$, що обумовлено наявністю інерційності в ланка СРРР, що пов'язано з наявністю елементів тертя, а саме статичної та кінетичної енергії з нелінійною характеристикою. Наявність інерційності призводить до неспівпадіння з вхідною дією $Z_3=f(t)$ у вигляді переміщення золотника гідророзподільника. Утворене розузгодження вхідної Z_3 та вихідної дії p_k призводить до утворення не сталого руху, що погіршує її точність регулювання радіального розміру.

Отримані логарифмічні частотні характеристики гідравлічної СРРР (рис. 8, г) свідчать про те, що процес функціонування не відповідає умовам сталості. Це підтверджується тим, що крива зміни фази перетинає раніше границю сталості 3 ніж крива зміни амплітуди перетинає границю сталості 4. Обумовленість не сталого функціонування викликане наявністю елементів тертя в ланках гідравлічної СРРР.

Найбільш ефективним є здійснення процесу хонінгування в умовах адаптації, оскільки саме в такому режимі система регулювання радіального розміру (СРРР) здатна найбільш адекватно реагувати на фактичні геометричні відхилення оброблюваного отвору. Адаптивне керування дозволяє автоматично враховувати реальні умови формоутворення, зокрема зміну припуску, відхилення форми, знос інструмента, а також інші фактори, які важко точно передбачити на етапі програмування.

Для здійснення аналізу сталості роботи СРРР в умовах адаптації необхідно провести класифікацію традиційних адаптивних систем керування (АСК) процесом хонінгування отворів та побудувати алгоритми їх роботи. Існуючі

АСК, залежно від поставленої задачі та методів її розв'язання, реалізують різні закони керування і поділяються на три основні типи:

- Адаптивні системи функціонального регулювання (АСФР) — керувальна дія є функцією одного або кількох параметрів системи. Такі системи змінюють свої режими залежно від відхилення контрольованих величин від заданих значень.
- Адаптивні системи екстремального регулювання (АСЕР) — забезпечують підтримання граничного значення одного чи кількох параметрів системи. Їхня робота базується на пошуку та утриманні оптимальних умов за обраним параметром (наприклад, крутним моментом або тиском).
- Адаптивні системи оптимального регулювання (АСОР) — враховують комплексний критерій оптимальності, який включає сукупність декількох факторів. На основі цього критерію здійснюється коригування параметрів керування для досягнення найкращих технологічних показників.

Визначальними факторами, що впливають на роботу АСК, є характер вхідного та вихідного сигналів. Для повноцінного аналізу важливо дослідити шлях перетворення вхідного сигналу у вихідний, оскільки саме цей шлях визначає швидкодію та точність реакції системи на зміни технологічних умов. Для забезпечення надійного функціонування АСК повинні відповідати низці вимог: чітка визначеність вхідних та вихідних параметрів; можливість їх точного вимірювання та регулювання в заданих межах; наявність стійкої кореляційної залежності між вхідними та вихідними сигналами (лінійної або нелінійної); стабільність цієї залежності за відсутності або мінімальних коливань гістерезису; оснащеність системи необхідними елементами — чуттєвими, порівняльними, підсилювальними, виконавчими та корегуючими.

Чуттєві елементи вимірюють відхилення регульованих параметрів від заданих значень або реагують на збурення, перетворюючи їх у керувальний сигнал. Елементи порівняння виконують операцію віднімання або співставлення фактичних і заданих величин. Підсилювальні елементи, використовуючи енергію стороннього джерела, збільшують потужність керувальних сигналів.

Виконавчі елементи безпосередньо впливають на регулюючі органи об'єкта керування, реалізуючи сформовані сигнали. Корегуючі елементи вводяться для надання системі додаткових властивостей, необхідних для забезпечення заданих режимів регулювання, наприклад компенсації інерційності чи підвищення стійкості.

На основі зазначених принципів побудовані алгоритми роботи різних типів АСК, що застосовуються у процесі хонінгування. На рисунку 9, а наведено алгоритм стабілізації крутного моменту з використанням корегуючого пристрою та СРРР на базі черв'ячно-гвинтової передачі з електроприводом адаптивного керування. Рисунок 9, б ілюструє алгоритм роботи гідравлічної системи програмного регулювання тиску інструмента в радіальному напрямку та СРРР на базі рейково-кулачкової передачі з гідроприводом адаптивного керування. На рисунку 9, в представлено алгоритм системи автоматичного керування з використанням гідравлічного циліндра прямої дії з дросельним адаптивним керуванням. Рисунок 9, г демонструє алгоритм адаптивної системи керування за струмом, спожитим електродвигуном головного приводу, з використанням СРРР на базі гідроциліндра прямої дії та електрогіддорозподільника адаптивно-програмного керування. Алгоритм роботи системи керування електроприводом з адаптацією по шляху та СРРР на базі зубчато-гвинтової передачі зображено на рисунку 10.

Аналіз наведених алгоритмів показує, що перші чотири системи мають подібну логіку роботи та відносно просту структуру, характеризуються наявністю одного вхідного та одного вихідного параметра. Проте слід зазначити, що майже всі вони функціонують у різноманітних середовищах — гідравлічному, електричному та механічному — що може призводити до коливань системи та зниження її швидкодії при зміні технологічних умов. П'ята система має складнішу структуру, оскільки оперує кількома вхідними (сигнал від таймера, поточні координати інструмента) та вихідними параметрами (пройдений шлях, подача). Також вона працює в декількох функціональних середовищах, що ускладнює її налаштування та забезпечення стабільності.

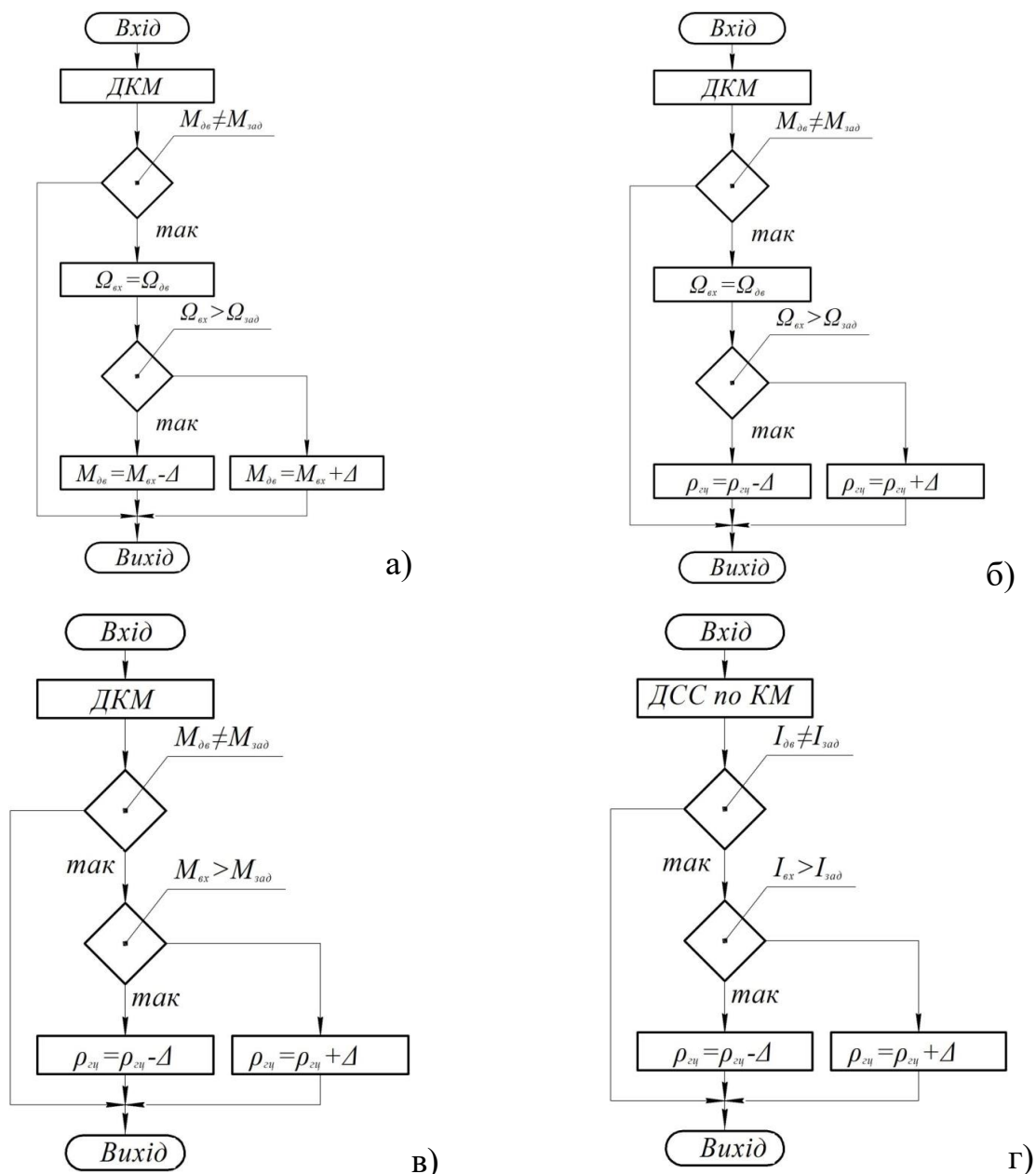


Рис. 9 Алгоритм роботи

а) система стабілізації крутного моменту з пристроєм корегування та СРРР на базі черв'ячно-гвинтової передачі з електроприводом адаптивного керування; б) гідравлічної системи програмного керування тиском інструменту в радіальному напрямку та СРРР на базі рейково-кулачкової передачі з гідроприводом адаптивного керування; в) системи автоматичного керування та СРРР на базі гідравлічного циліндра прямої дії з дросельним адаптивним керуванням; г) адаптивної системи по струму, спожитого електричним двигуном головного приводу та СРРР на базі гідроциліндра прямої дії з електрогіддорозподільником адаптивно-програмного керування

ДКМ – датчик крутного моменту; $M_{дв}$ – момент на двигуні головного приводу; $M_{зад}$ – заданий крутний момент; $M_{вх}$ – відхилення крутного моменту; $\Omega_{вх}$ – вхідний сигнал зміни опору; $\Omega_{дв}$ – опір двигуна; $\Omega_{зад}$ – заданий опір; $\rho_{гц}$ – тиск в гідросистемі СРРР; Δ – прирощення тиску в гідросистемі СРРР; ДСС по КМ – датчик сили струму по крутному моменту; $I_{дв}$ – сила струму на двигуні головного приводу; $I_{зад}$ – задана сила струму; $I_{вх}$ – відхилення сили струму; $\rho_{гц}$ – тиск в гідросистемі СРРР.

Джерело: сформовано автором самостійно

Отже, головним недоліком розглянутих систем є робота в різномірних функціональних середовищах, що ускладнює забезпечення високої стабільності та швидкодії. Після побудови алгоритмів роботи доцільно класифікувати існуючі адаптивні системи керування процесом відділкової алмазно-абразивної обробки та звести результати в таблицю 7, яка дозволить систематизувати наявні рішення та виявити їх переваги й недоліки.

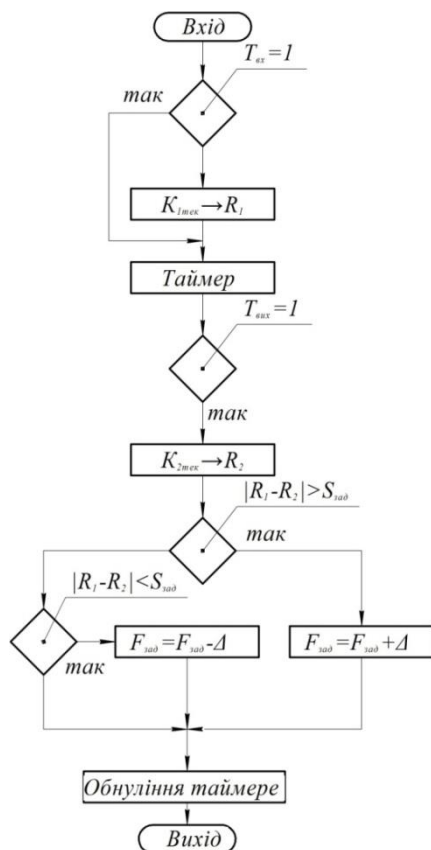


Рис. 10 Алгоритм роботи системи керування електричним приводом з адаптацією по шляху та СРРР на базі зубчато-гвинтової передачі з електроприводом адаптивно-програмного керування

$T_{вх}$ – входной сигнал таймера; $T_{вих}$ – вихідний сигнал таймера; $K_{1тек}$ – поточне значення координат інструменту; $K_{2тек}$ – кінцеве значення координат інструменту; R_1, R_2 – регістри загального призначення; $S_{зад}$ – задане значення шляху, який повинен пройти СРРР за час витримки таймеру; $F_{зад}$ – задане значення подачі; Δ – прирощення подачі;
Джерело: сформовано автором самостійно

Традиційні конструктивні схеми СРРР, що працюють в режимі програмного керування підналадкою не забезпечують достатньої точного регулювання радіального розміру у зв'язку з наявністю інерційності в умовах перехідного процесу.

Традиційні схеми адаптивного керування підналадкою в процесі хонінгування не забезпечують достатньої точного реагування на зміні умови різання.

Причинами інерційності СРРР є наявність непостійної сили кінетичного тертя і зміна сили статичного тертя, що є джерелом помилок регулювання розміру.

Традиційні конструктивні схеми СРРР використовують для функціонування вхідні і вихідні сигнали, які здійснюються в різномірних функціональних середовищах, а саме:

- електричних;
- гідравлічних;
- механічних.

Таблиця 7

Викона.	Тип вхідного сигналу	Тип ланки зворотного зв'язку	Вихідний сигнал СРРР		
			Привід	Передавальна ланка	Кінцева ланка
	2	3	4	5	6
АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі виробу [271]					
	Зміна сили струму котушки індуктивності датчика крутного моменту	Перетворення електричного вхідного сигналу і подачі його в електричну обмотку крокового двигуна	Перетворення сили току в кутове переміщення ротору крокового двигуна	Перетворення в лінійне кутового переміщення черв'ячно-гвинтовою передачею	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі
	Зміна сили струму котушки індуктивності крутного моменту	Перетворення електричного вхідного сигналу і подача його в обмотку керуючого гідророзподільника і дроселю зливної магістралі.	Перетворення об'ємної подачі робочої рідини в лінійне переміщення поршня гідроциліндру.	Перетворення в лінійне кутового переміщення рейково-кулачковою передачею	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі.
АСК з адаптацією по крутному моменту на шпинделі інструмента [272]					
	Змінна сила току в обмотці асинхронного електродвигуна	Перетворення електричного вхідного сигналу і подача його в обмотку керуючого гідророзподільника і дроселю зливної магістралі	Перетворення об'ємної подачі робочої рідини в лінійне переміщення поршня гідроциліндру	Відсутня	Лінійне радіальне переміщення алмазно-абразивних брусків за рахунок клинкової передачі.

Така різноманітність допомагає утворенню інерційності значення сигналів при переході від одного функціонального середовища до іншого і зниженню точності регулювання.

Глибокий системний аналіз конструктивно-функціональних схем систем регулювання радіального розміру (СРРР) у процесі хонінгування виявляє низку фундаментальних науково-технічних обмежень, які визначають необхідність кардинального вдосконалення прецизійної обробки отворів. Ключовою проблемою традиційних СРРР, що ґрунтуються на клиновому механізмі як кінцевій ланці, є наявність фрикційної інерційності, яка виникає внаслідок функціонування в режимі мікропереміщень за умов статичного та кінетичного тертя, стаючи основним джерелом несталої роботи та помилок регулювання. Цей режим роботи в зоні граничного тертя при малих швидкостях переміщення (від часток мікрона до кількох мікрометрів) неминуче призводить до переривчастого (стрибкоподібного) руху кінцевої ланки, що критично знижує точність позиціонування. Крім того, силова схема традиційної кінцевої ланки реалізує дискретне силове замикання, і через незворотність клинкової передачі при припиненні осьового зусилля створюється так званий "силовий люфт", який є проявом дискретності імпульсу осьової сили та постійної роботи системи у перехідному процесі. Динамічний аналіз електромеханічних та гідравлічних СРРР підтверджує їхню нестабільність та недостатню швидкодію, оскільки їхні перехідні характеристики вказують на нелінійність вихідної дії (зміни контактного тиску) та значну інерційність, викликану тими ж елементами тертя. Отримані логарифмічні частотні характеристики чітко свідчать про те, що процес функціонування цих систем не відповідає умовам сталості, оскільки крива зміни фази перетинає межу сталості раніше, ніж крива зміни амплітуди, підтверджуючи нестійке функціонування через елементи тертя. Це у свою чергу робить інтеграцію традиційних СРРР в адаптивні системи керування (АСК) вкрай неефективною; їхні обмежені динамічні властивості та фрикційна інерційність унеможливають достатньо точне реагування на змінні умови різання. Більше того, робота традиційних АСК у різноманітних функціональних

середовищах – електричному, гідравлічному та механічному – посилює проблему інерційності сигналів і знижує загальну точність регулювання. Виходячи з цих недоліків, подальший розвиток вимагає розроблення нового покоління інструментальних СРРР, які повинні мінімізувати кількість кінематичних ланок, забезпечуючи стабільну роботу та подолання фрикційної інерційності без істотного ускладнення структури. Перспективним напрямком є реалізація принципу диференціації рухів між інструментом і заготовкою, що дозволить спростити конструкцію верстата, підвищити його технологічну гнучкість та забезпечити осциляційні рухи за допомогою простіших механізмів, підвищуючи загальну ефективність процесу хонінгування.