

Київський політехнічний інститут

На правах рукопису

УДК 621.914.4

001.891.573



Саленко Олександр Федорович

ПІДВИЩЕННЯ ТОЧНОСТІ ГІДРОФІКОВАНИХ ПРИВОДІВ ПОДАЧ ВЕРСТАТІВ З ЧПУ

Спеціальність 05.03.01 процеси механічної
та фізико-технічної
обробки, верстати
та інструмент

Автореферат
дисертації на здобуття вченого ступеня
кандидата технічних наук

Київ 1994

АВ 31.286

Дисертація є рукописом.

Робота виконана в Київському політехнічному інституті.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор академік Академії інженерних наук України В.Б.Струтинський

Наукові консультанти: кандидат технічних наук А.Н.Гуржий
кандидат технічних наук В.Н.Гейчук

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор І.В.Петко
кандидат технічних наук, доцент О.Ф.Луговський

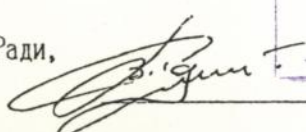
Провідна установа: Державне конструкторське бюро верстатобудування (м. Київ)

Захист дисертації відбудеться 19 грудня 1994 р. о 15:00 на засіданні Спеціалізованої Ради К 068.14.15. Київського політехнічного інституту за адресою: 252056, м. Київ - 56, пр. Перемоги, 37, корпус N 19, ауд. 340.

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Київського політехнічного інституту.

Автореферат розісланий 19 листопада 1994 р.

Вчений секретар
Спеціалізованої Ради,
к.т.н., доцент



ЛНБ ім. В. Стефаніка
АН України

В.В.Романенко

ЛНБ України ім. В. Стефаніка
00777222 (R)



Актуальність. Розвиток економіки України гальмується розриванням економічних зв'язків, втратою партнерів, труднощами торгової діяльності. Особливо відчувається падіння виробництва складного високоточного верстатного обладнання з ЧПУ. За думкою провідних фахівців підприємств, зниження ціни на верстати з ЧПУ та підвищення надійності їх роботи могло б значно поширити попит на останні. У цьому випадку використання гідрофікованих приводів подач замість слідкуючих електромеханічних, дозволить одержати значний вигреш у собівартості верстата. Однак невисока точність гідроприводів, особливо без зворотніх зв'язків по координаті у зовнішньому контурі, стримує їх широке розповсюдження. Таким чином, створення зазначених приводів подач підвищеної точності та стабільності відпрацювання переміщень без суттєвого ускладнення конструкції є актуальною задачею.

Дослідження, виконані в роботі, безпосередньо зв'язані з науково-дослідними роботами кафедри КВ та М КПІ.

Метою дисертаційної роботи є підвищення точності та стабільності відпрацювання переміщень приводами подач верстатів з ЧПУ, оснащених електрогідролічним підсилювачем з лінійним виконуючим пристроєм (ЕГПЛП), без зовнішнього зворотнього зв'язка по координаті робочого органа.

Для реалізації мети було розв'язано ряд питань, з яких на захист виносяться наступні: 1) результати теоретичного та експериментального досліджень зазначених приводів подач; 2) математичні моделі вказаного приводу та процесу виникнення помилки оброблювального профілю; 3) метод ідентифікації підсистеми приводу подач верстата, що має гідропідсилювач; 4) метод динамічної компенсації помилок відтворення заданого профілю при виконанні контурної обробки; 5) конструктивне виконання силового лінійного гідроциліндра з плаваючими опорами, що може використовуватися у приводах підвищеної точності.

Загальна методика досліджень. Теоретичні дослідження базуються на використанні системного підходу до розгляду складних технічних систем, основних положень та методів математичного моделювання динамічних об'єктів та процесів. При моделюванні поведінки ЕГПЛП був обраний структурно-елементний підхід з використанням ряду методів теорії коливань, теорії різання та теорії автоматичного регулювання. Результати моделювання обумовлювали подальші дослідження та вибор шляху вдосконалення приводу.

Експериментальні дослідження проводилися на фрезерних верстатах мод. ЛТ260МФ3 з використанням методів визначення точності та виконання ідентифікації системи, а також на універсальному гідравлічному стенді. Результати експериментів оброблювалися з допомогою методів математичної статистики.

Наукова новизна роботи. Створена математична модель приводу подач, яка враховує практично всі фактори, що суттєво впливають на якість роботи приводу. Отримала подальше вдосконалення модель утворення помилки відтворення контуру на оброблювальній заготівці. Виконані теоретичні та експериментальні дослідження дозволили визначити пріоритетні напрямки вдосконалення електрогідравлічних приводів з лінійними силовими пристроями - запропонований новий метод динамічної компенсації помилки відтворення. Для підвищення точності математичної моделі запропонований вдосконалений метод ідентифікації підсистеми приводу подач.

Практична значимість та реалізація результатів роботи. Виконані експериментальні та теоретичні дослідження приводів подач з метою визначення їх точності та стабільності роботи. Намічені шляхи подальшого вдосконалення вказаних приводів для підвищення точнісних показників. Розроблена уточнена математична модель приводу подач з електрогідравлічним підсилювачем та лінійним силовим пристроєм, що може використовуватися в рамках пакету САПР. Вдосконалена модель утворення помилки відтворення заданого контуру на оброблювальній заготівці. Розроблений метод ідентифікації підсистеми приводу подач з електрогідравлічним під-

силувачем, що суттєво підвищує точність вказаних моделей. Запропонований новий метод компенсації помилок відтворення заданих переміщень приводами подач з ЕГПП без зовнішнього зворотнього зв'язка по координаті.

Реалізація роботи. Результати роботи у вигляді рекомендацій по підвищенню точності та стабільності роботи приводів подач впроваджені на Львівському заводі фрезерних верстатів, м. Львів, Світловодському комбінаті твердих сплавів, м. Світловодськ; пакет прикладних програм по моделюванню поведінки слідкуючого електрогідравлічного приводу переданий Науково-дослідному інституту вагобудування, м. Кременчук; теоретичні положення та програмні розробки впроваджені в учбовий процес кафедри технології машинобудування Кременчуцької філії Харківського Державного політехнічного університету, м. Кременчук та відображені у 15 друкованих роботах.

Апробація роботи. Основні результати роботи розглянуті на: міжнародній науково-технічній конференції "Наука, техніка, технологія ...", 1993 р., м. Харків; двох міжнародних науково-технічних конференціях "Інтерпартнер" 1993 та 1994 рр., м. Алушта; трьох науково-технічних конференціях АСПП 1992, 1993, 1994 рр., м. Київ; двох республіканських науково-технічних конференціях "Автоматизація та діагностика в машинобудуванні" 1992 та 1993 рр., м. Луцьк; міжнародній науково-методичній конференції "Автоматизація конструювання та проектування ...", м. Суми, 1994 р. науково-технічній конференції молодих вчених та спеціалістів КрФХДПУ, м. Кременчук, 1994 р.

Публікації. За результатами роботи опубліковано 15 друкованих праць, у тому числі учбовий посібник [13]. Одержано також патент СНД на винахід [11].

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів, висновків та додатку. Містить: 147 стор. машинописного тексту, 34 малюнка, 18 таблиць, 16 графіків та список інформаційних джерел обсягом 134 наім.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У першому розділі роботи приведені результати патентно-інформаційного пошуку та огляд літературних джерел по зазначеним питанням. Надані також результати експертного опитування, що переслідувало мету визначення пріоритетних факторів, суттєво впливаючих на точність та стабільність відпрацювання переміщень приводами подач з ЕГПП.

Встановлено, що серед багатьох конструкцій різних підсилюючих пристроїв для позиціювання та відслідкування переміщень з електричним задаючим перетворювачем (поступового або обертowego типу) в конструкціях приводів подач металорізальних верстатів найбільш доцільне використання гідравлічних слідкуючих підсилювачів, які характеризуються загальновідомими перевагами: високим коефіцієнтом підсилення, достатньою жорсткістю, чутливістю та ін. Знайдено також ряд прототипів, що відрізняються від типових більш високою точністю та жорсткістю.

Однак аналіз вітчизняних та закордонних публікацій засвідчив, що у зв'язку з вдосконалюванням систем програмного управління, основна увага в плані забезпечення показників точності приділяється саме розробкам алгоритмів управління приводами, методам компенсацій помилок. При цьому конструкція приводу залишається практично незмінною.

У цій же главі виконаний аналіз складових помилок відтворення заданого переміщення, визначені найбільш впливові фактори. Для підвищення достовірності априорної інформації проведено експертне опитування, за результатами якого зроблені наступні висновки.

Найбільш сильний вплив на точність відпрацювання переміщень приводами подач з гідропідсилювачами у верстатній системі та на стабільність відпрацювання мають віднесені до першої групи наступні фактори: змінність сил різання та процеси, що перетікають при виконанні обробки; несталість сил тертя при русі робо-

чого органу; ступінь демпфування робочого органу та спотворення задаючого кінематичного ланцюга.

До другої групи віднесені фактори, що характеризують несталість роботи гідروідсилювача, впадання в автоколивання внаслідок неправильного вибору параметрів гідроідсилювача; пружність з'єднуючих гідроліній; нелінійність характеристик золотникового розподільника; несиметричність його характеристик; перехідні процеси в електрогідравлічному перетворювачі, в задаючому кроковому двигуні. Слід зазначити, що по деяким факторам опитані спеціалісти не мають спільної думки (це підтверджує нормальне розподілення їх думок).

До останньої групи віднесені такі фактори, що за думкою експертів, впливають на роботу гідрофікованого приводу подач незначно і являються шумовим фоном. Ці фактори характеризують сили кулонівського тертя в самому розподільнику та в задаючому кінематичному ланцюгу; зміну модуля пружності рідини при підвищенні температури внаслідок розчинення повітря; перетічки робочої рідини в ущільненнях; пульсації тиску та витрати станції живлення; зовнішні коливання, що передаються через базові вузли верстата до елементів приводів подач. Однак велика кількість зазначених факторів потребує врахування їх дії при плануванні та проведенні експериментальних та теоретичних досліджень.

Таким чином, внаслідок наявності багатьох факторів, що належать до некерованих або слабкерованих, доцільно дослідження приводів подач з гідроідсилювачами виконувати на математичній моделі, яка б враховувала наведені фактори та адекватно описувала поведінку реальних приводів подач верстату.

У другому розділі виконані теоретичні дослідження приводів подач вертикально-фрезерного верстату з ЕГПЛП, оснащеного системою ЧПУ типу CNC. Дослідження виконувалися на основі експертного опитування і ставили своєю метою оцінити межі зміни параметрів, що були визначені експертами як пріоритетно впливаючі на точність та стабільність відпрацювання заданих переміщень.

При цьому було проаналізовано можливу зміну сил тертя в направляючих хрестового столу та рухомого шпіндельного вузла, а також в стикуючих елементах силового гідроприводу, внаслідок виникнення додаткових реакцій від технологічних похибок виготовлення стикуючих вузлів та відхилень взаємного розташування при складанні. Оцінка виникаючих сил тертя проводилася як при відсутності корисного навантаження, так і з урахуванням сил різання. Бралось до уваги, що в процесі виготовлення елементів приводу та базових елементів верстата мають місце відхилення взаємного розташування опірних поверхонь, спотворення форми та відхилення розмірів контактуючих деталей. Як правило, такі похибки у виробничому процесі передбачаються і всі неточності усуваються при виконанні складальних операцій. Однак аналіз технологічних процесів довів, що ряд конструктивних рішень не може компенсувати ймовірні відхилення, що, в свою чергу викличе додаткові сили опору, котрі можуть суттєво погіршити показники роботи приводу. Були постульовані емпіричні залежності сил опору від координати розташування робочого органу на направляючих та від швидкості руху робочого органу, які в загальному вигляді являли собою квадратичну та показову функції відповідно.

Таким чином, існуючі сили тертя в направляючих постають як нелінійні.

Проаналізовано також роботу задаючого кінематичного ланцюга.

Встановлено, що внаслідок наявності великої кількості нежорстко з'єднаних між собою елементів, які становлять передаючу ланку між задаючим кроковим двигуном та чутливим елементом гідророзподільника, обертовий задаючий вплив буде передаватися зі спотворенням. Останнє буде обумовлюватися такими факторами: спотворенням кроку гвинта; спотворенням внаслідок биття гвинта в опорах; спотворенням від прогину вісі гвинта; спотворенням від деформацій в кінематичному ланцюгу від поверхні гвинта до плунжеру золотника; спотворенням від зміщення точок контакту; випадковими спотвореннями від наявності брудових часток на поверхні

гвинта та контактуючих роликів.

При цьому фактичне переміщення плунжеру буде визначатися математичною залежністю як сума складових помилок, що у загальному випадку є ймовірністними величинами. Додатково залежність містить випадковий параметр, що враховує нелінійність у вигляді петлі гістерезису (з-за наявності люфту кінематичного ланцюга).

У цьому ж розділі розглядається також питання оцінки запасу сталості. Однак визначення параметрів сталості відповідно до методу А.А.Андропова та А.Г.Майєра доводить, що підсилювальний контур знаходиться в області сталої роботи.

Проведені теоретичні дослідження дозволили визначити напрями подальших експериментальних досліджень та склали передумови для створення математичної моделі приводу з ЕГПП.

Третій розділ відображає виконані експериментальні дослідження. Проведено вивчення точності та стабільності відпрацювання заданих переміщень приводами подач верстата по трьом координатним вісям. Дослідження виконувалися на основі стандартних методик, однак з одержанням статистичної виборки у кожній точці вимірів. Після статистичної обробки отриманих даних встановлено наступне.

Розсіяння значень помилки позиціювання по всіх точках вимірів підкоряється закону нормального розподілення. Помилка позиціювання на прямому та зворотньому русі неоднакова і становить у середньому $\delta = 18...25(+/- 11)$ мкм на прямому та $8...13(+/- 8)$ мкм на зворотньому русі.

Перевірка гіпотези про випадковість виборки довела, що в системі діють змінні в часі фактори, впливаючі на точність та стабільність позиціювання.

Гіпотеза про однорідність дисперсій вимірів по кожній координатній вісі підтверджується. Передумова однорідності дисперсій та нормальності розподілення даних дозволяє проведення подальшого статистичного аналізу даних.

Аналіз графіків точності позиціювання для заданого напрямку

руху та заданої координатної вісі, а також виконання статистичних оцінок свідчить про те, що помилка позиціювання підвищується при наближенні до кінців направляючих, причому для координати X помилка позиціювання на кінцях практично однакова, а для інших координатних вісей - відмінна. Найменша помилка позиціювання - посередині направляючих. Слід також зазначити, що графіки помилок прямого та зворотнього руху не є тотожними (рис. 1).

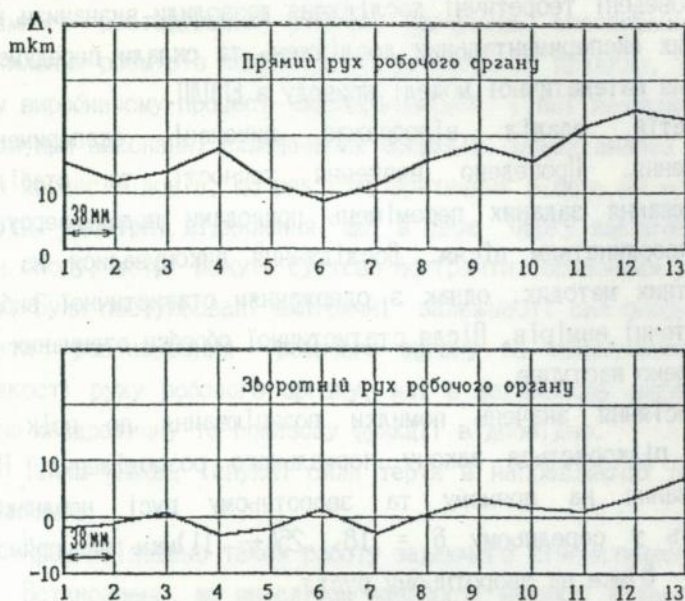


Рис. 1. Помилка позиціювання робочого органу верстата по координаті Y для прямого та зворотнього рухів.

Висунуто припущення, що несиметричність отриманих значень помилок, підвищення помилок позиціювання у крайніх положеннях рухомого органу може бути викликано несиметричністю характеристик слідкуючого гідророзподільника, змінністю сил опору, а також

задаючого кінематичного ланцюга.

Одночасне вимірювання точності повернення плунжеру розподільника у рівноважне становище дозволило встановити кореляційний зв'язок між цим параметром та помилкою позиціювання. Однак коефіцієнт кореляції, що в середньому дорівнює $k = 0.8$, свідчить про можливі спотворення у силовому ланцюгу приводу.

Отримана також залежність сил тертя в направляючих від напрямку руху та від координати робочого органу. Залежність зміни сили тертя від координати робочого органу може бути описана з допомогою квадратичного рівняння вигляду $ax^2 - bx + c$, а від швидкості руху - з допомогою степеневого: $a + be^{-qx}$. Встановлено, що між помилкою позиціювання робочого органу верстата та силою тертя існує тісний кореляційний зв'язок ($k_p = 0.76$, $k_s = 0.85$). Очевидно, що несиметричність сил тертя в направляючих при прямому та зворотньому русі обумовлена реактивним некомпенсованим моментом, що виникає у місці з'єднання штоку силового лінійного приводу та робочого органу. Співставлення коефіцієнтів кореляції для прямого та зворотнього руху дає підставу стверджувати, що характеристика золотникового розподільника не є симетричною.

Зняття статичної характеристики золотникових розподільників, що використовуються в приводах подач, підтвердило припущення про порушення симетричності цієї характеристики. Одночасно виявлені основні нелінійності залежності витрати робочої рідини в контурі навантаження від зміщення плунжеру при фіксованих значеннях перепадів тиску. Конструктивні заходи дозволили уникнути зони нечутливості біля рівноважного стану, однак викликали порушення теоретичної статичної характеристики при розузгодженнях ± 500 мкм. Неоднаковість витрат рідини при $\Delta p = 4$ МПа для позитивного і негативного розузгодження склала 18...20%.

Одержана інформація про стабільність роботи приводів подач. Встановлено, що найбільш стабільно приводи працюють через деякий час з початку роботи ($t = 1... 1.5$ год.) на протязі 2...3 год. Далі стабільність відпрацювання дещо зменшується (рис. 2).

Проведені експериментальні дослідження підтвердили висунуті припущення та дозволили визначити параметри, котрі можуть бути використані при моделюванні приводу.

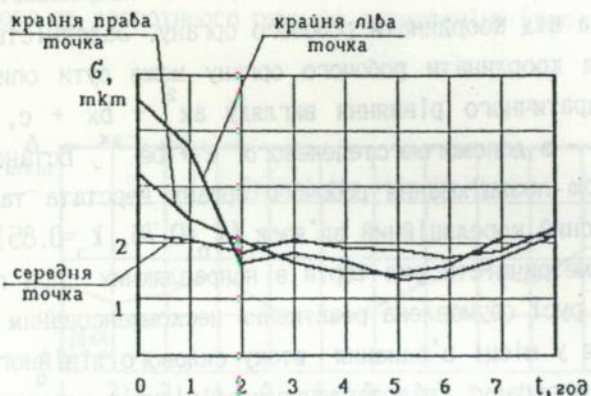


Рис. 2. Стабільність позиціонування робочого органу як функція часу роботи.

У четвертому розділі надаються відомості про моделювання приводів подач, вдосконалення моделі виникнення помилки відтворення заданого контуру при сумісному відпрацюванні приводів по взаємно перпендикулярним координатним вісям, описаний запропонований метод ідентифікації підсистеми приводу, а також приведені результати встановлення меж адекватності мат. моделі реальній системі. Розглянуто також дослідження математичної моделі та надані результати цього дослідження.

Для математичного опису поведінки приводу подач з ЕГПЛІ складена розрахункова схема (рис. 3) по якій розглядалася: динаміка механічної задаючої підсистеми приводу, що представлена у вигляді трьохмасової системи, з пружними зв'язками та з нелі-

нійностями у вигляді граничного тертя в направляючих усіх трьох мас, спотворення задаючого кінематичного ланцюга як при їх випадковому прояві, перехідні процеси в задаючому кроковому двигуні:

$$\frac{d\varphi_A}{dt} = \omega_A;$$

$$J_2 \frac{d\omega_2}{dt} = c_{12}(\varphi_A - \varphi_2) + b_{12}(\omega_A - \omega_2) - M_{\text{ТР}} - c_{34}(x_3 - x_p) - b_{34}(v_3 - v_p);$$

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_2; \quad M_{\text{ТР}} = f(\omega_2, \text{sign}(\omega_2));$$

$$v_{\text{зад}} = \omega_2 * k_{\text{мех}}, \quad x_{\text{зад}} = f(\varphi_2, \ell_x);$$

$$\frac{dv_p}{dt} = (c_{34} * (x_{\text{зад}} - x_p) + b_{34} * (v_{\text{зад}} - v_p) - F_{\text{ТРЗ}} - F_{\text{дин}}) / m_{\text{пл}};$$

$$F_{\text{ТРЗ}} = f(v_p, x_p, \text{sign}(v_p)); \quad \frac{dx_p}{dt} = v_p.$$

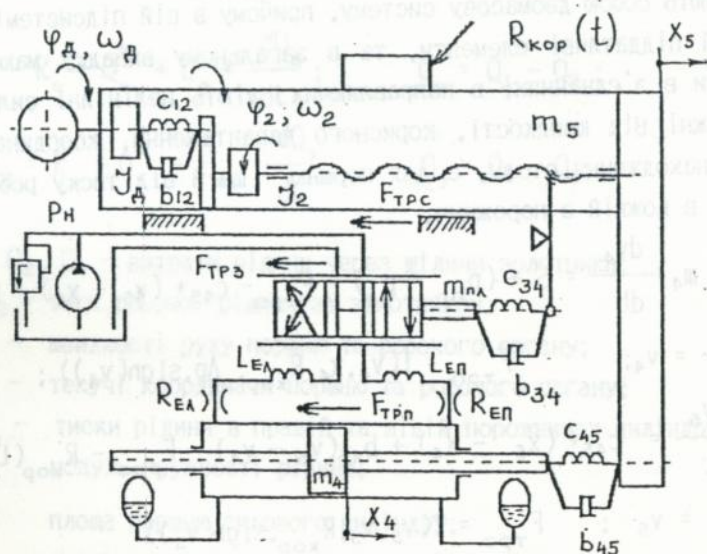


Рис. 3. Розрахункова схема приводу подач верстата з ЕГПЛП.

де:

ψ_D, ω_D - кут повороту та кутова швидкість вала задаючого електродвигуна;

ψ_2, ω_2 - кут повороту та кутова швидкість задаючого гвинта;

$c_{12}, b_{12}, c_{34}, b_{34}$ - значення коефіцієнтів пружності та демпфування в кінематичному ланцюгу управління плунжером золотника;

$M_{тр}$ - момент граничного тертя в підшипниках;

J_2 - момент інерції другої маси;

$F_{дин}$ - гідродинамічна сила опору в гідророзподільнику;

$K_{мех}$ - передаюче співвідношення механізму;

$x_{зад}, v_{зад}$ - теоретичні величини зміщення плунжеру золотника відносно гвинта та його швидкість;

x_p, v_p - зміщення золотника та його швидкість з урахуванням пружностей та демпфування в системі;

δs - відносне зміщення плунжеру золотника: $\delta s = x_p - x_5$;

динаміка робочого органу - стіл верстату та силовий циліндр являють собою двомасову систему, причому в цій підсистемі є пружні й піддатливі елементи, та в загальному випадку мають місце люфти в з'єднаннях; в направляючих діють нелінійні сили тертя, залежні від швидкості, корисного навантаження, координати місцезнаходження столу, а для поршню - ще й від тиску робочої рідини в кожній з порожнин;

$$(m_p + m_4) \frac{dv_4}{dt} = S * (p_{пр} - p_{л}) - F_{трп} - c_{45} * (x_5 - x_4) - b_{45} * (v_5 - v_4)$$

$$\frac{dx_4}{dt} = v_4; \quad F_{трп} = f(v_4, x_4, R_{кор}, \Delta p, \text{sign}(v_4));$$

$$m_5 \frac{dv_5}{dt} = c_{45} * (x_5 - x_4) + b_{45}(v_5 - v_4) - F_{трс} - R_{кор}(t);$$

$$\frac{dx_5}{dt} = v_5; \quad F_{трс} = f(v_5, x_5, R_{кор}, \text{sign}(v_5))$$

причому:

$F_{\text{трп}}, F_{\text{трс}}$ - сили граничного тертя в направляючих поршню та столу;

c_{45}, b_{45} - коефіцієнт жорсткості та демпфування штоку та різьбового з'єднання штоку зі столом;

$R_{\text{кор}}$ - корисне навантаження.

динаміка гідравлічних магістралей, втрати тиску в останніх, котрі залежать від параметрів трубопроводів та від швидкості руху робочої рідини, пружність рідини та пружність гідроліній, перетічки рідини через ущільнення в силовому гідроциліндрі (зовнішні та внутрішні), які залежать головним чином від перепаду тиску в порожнинах циліндру;

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{((Q_1 - Q_2) - S * v_4 - \psi_1 - \psi_n) * E_o}{S * H_1};$$

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{((Q_3 - Q_4) + S * v_4 + \psi_1 - \psi_{\text{пр}}) * E_o}{S * H_2};$$

$$p_1 - p_n = R_e * Q_n^2 + L_e * \frac{dQ_n}{dt}; \quad Q_n = Q_1 - Q_2;$$

$$p_{\text{пр}} - p_2 = R_e * Q_3^2 + L_e * \frac{dQ_3}{dt}; \quad Q_3 = Q_3 - Q_4;$$

в яких:

Q_1, Q_2, Q_3, Q_4 - витрати рідини через щілини золотника;

p_1, p_2 - тиск робочої рідини за золотником;

v_4, v_5 - швидкості руху поршню та робочого органу;

x_4, x_5 - текучі координати поршню та робочого органу;

$p_{\text{пр}}, p_n$ - тиски рідини в правій та лівій порожнинах циліндру;

E_o - модуль пружності рідини;

S - площа поршню силового циліндру;

H - довжина порожнини силового циліндру;

ψ_1 - внутрішні перетічки рідини через ущільнення;

$\psi_{\text{пр}}, \psi_n$ - зовнішні перетічки рідини через ущільнення;

R_e - коефіцієнт еквівалентного гідравлічного опору трубопроводів;

L_e - коефіцієнт інерційних втрат тиску в трубопроводах;

а також нелінійність та несиметричність характеристик золотникового гідророзподільника, пульсації тиску та витрати нагнітання рідини в джерелі живлення - насосній станції; корисне навантаження на робочому органі в процесі виконання обробки заготовки, яке є непостійним та змінюється з течією часу.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь виконується чисельним методом послідовного типу. Створена програма передбачає завдання управляючого впливу або у вигляді масива вузлів значень швидкості обертання вхідного ланцюга, або у вигляді залежностей зміни електричних параметрів, що подаються на вхід крокового двигуна. Можливе введення до десяти збурюючих впливів на кожен ланку динамічної системи приводу.

З метою точного визначення параметрів динамічної системи, запропонований метод ідентифікації підсистеми приводу подач з ЕПЛП. Його суть полягає у визначенні з допомогою вимірювальних приладів значень змінних у часі параметрів (координати, швидкості руху окремих елементів, перепаду тисків тощо). Отримані залежності вводяться у програму ідентифікації, з допомогою якої методом послідовних ітерацій визначаються динамічні характеристики окремих ланок приводу (c_i , b_i , R_i , L_i та ін.).

Розроблені прилади для виконання ідентифікації, створено також аналогово-цифровий перетворювач для автоматичного визначення вимірювальних параметрів з допомогою ЕОМ.

Адекватність моделі перевірялась з допомогою інтегральних оцінок, які встановили максимальну помилку на останній ланці динамічної системи 6%. Співставлення результатів моделювання (переміщення робочого органу) з даними, отриманими в процесі ідентифікації, наочно свідчить про відповідність розрахованих та реальних значень (рис. 4).

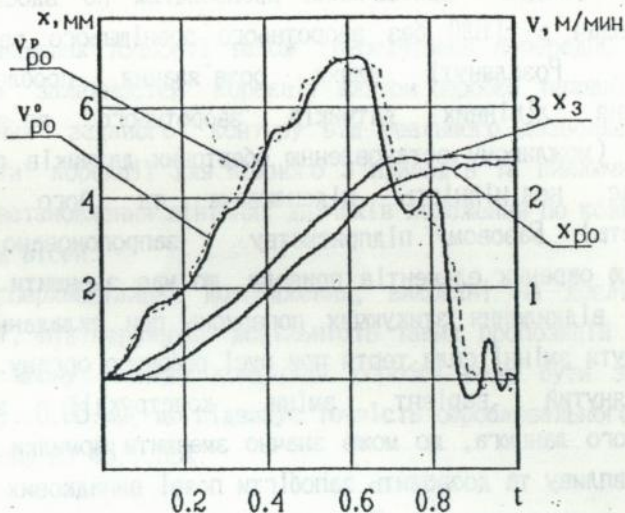


Рис. 4. Приклад моделювання поведінки приводу при імпульсно-пакетному впливі.

Розроблена математична модель поведінки приводу подач з ЕГПП та врахування процесів, що перетікають при фрезеруванні дозволила вдосконалити модель виникнення помилок при виконанні контурної обробки. Модель враховує помилки відтворення заданого переміщення приводами подач при їх сумісному відпрацюванні, динамічну якість несучої системи верстата, процеси, що перетікають в зоні різання при виконанні обробки, а також збурюючі впливи від виконуючих пристроїв.

Дослідження, проведені на математичній моделі поведінки приводів подач, дозволили отримати регресійне рівняння впливу різних факторів на точність відпрацювання переміщень робочим органом.

Обґрунтовано запропонований метод динамічної компенсації помилки розузгодження на підсилюючій ланці та визначений алгоритм виконання корекції.

П'ятий розділ присвячений пропозиціям по вдосконаленню приводу подач з ЕГПП без зворотнього зовнішнього зв'язку по координаті. Розглянуті шляхи розв'язання проблеми без використання лінійних датчиків зворотнього зв'язку по координаті (можливого встановленню обертових датчиків положення перешкоджає нелінійність підсилювача та його відносна нежорсткість). Базовому підприємству запропоновано змінити конструкцію окремих елементів приводу, що має зменшити ймовірні просторові відхилення зтикуючих поверхонь при складанні і тим самим усунути змінні сили тертя при русі робочого органу.

Розглянутий варіант зміни конструкції задаючого кінематичного ланцюга, що може значно зменшити помилки передачі керуючого впливу та дозволить запобігти появі випадкових брудових часток в самому ланцюгу. Розроблена нова конструкція силового лінійного приводу з плаваючими опорами та ступеневими ущільненнями, використання якого в приводах подач верстата дозволяє істотно зменшити додаткові сили тертя, звівши їх до 120...150 Н, усунути їх нелінійність та підвищити точність позиціонування приводу 25...30%.

Запропонований також метод динамічної компенсації помилки відтворення заданого переміщення, який може бути реалізований з допомогою системи ЧПУ класу CNC. Відповідно до цього методу, до магістралей живлення силового гідропроводу приєднуються датчики тиску, що дозволяють здійснити зворотній зв'язок по навантаженню. При відпрацюванні переміщення або контурного руху система ЧПУ за розробленим алгоритмом виконує опитування датчиків через час Δt , у відповідності до заданої швидкості руху та існуючого навантаження, здійснює корекцію на реальне положення робочого органу по координатним вісям. Проведене дослідження умов виконання опитування датчиків з метою усунення впливу збурюючих шумових ефектів, що можуть надійти до системи ЧПУ від датчиків тиску, визначений раціональний такт опитування датчиків без встановлення зайвих переривних тактів у роботі системи ЧПУ ($\Delta t = 50 \text{ мс}$).

Для підвищення точності також передбачене попереднє визначення констант залежностей корекції шляхом обробки типових контурів. Відхилення заданого контуру від реального дозволяє визначити константи корекції для кожного з приводів та виключити необхідність встановлення лінійних датчиків положення по кожній з координатних вісей.

Експериментальні дослідження, виконані на досліджуваному верстаті, підтверджують доцільність таких пропозицій та довели, що при цьому помилка контурної обробки може бути зменшена до $+0.06 \dots 0.08$ мм, що підвищує точність оброблювального контуру у середньому на 45...55%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ

В дисертації в результаті роботи над багатоплановою проблемою підвищення точності та стабільності відпрацювання переміщень приводами подач з ЕГПП без зворотнього зв'язку по координаті створена основа для теоретико-експериментального розв'язання проблеми.

На підставі загального аналізу стану справ у галузі розробок нових конструктивних рішень приводів подач підтверджена доцільність використання таких типів приводів у металорізальних верстатах, зокрема, у фрезерних верстатах.

Для теоретичного вивчення процесів, перетікаючих в системах приводів при відпрацюванні переміщень, застосований метод математичного моделювання динаміки складної технічної системи, який дозволяє отримати картини поведінки приводу в різних умовах та селективно вивчити вплив різних факторів та конструктивних параметрів та точнісні показники якості приводів.

Запропонована також вдосконалена модель виникнення помилок відтворення заданого контуру при одночасній роботі двох приводів подач, яка дозволяє виконати аналіз поведінки всієї верстатної системи під час проведення операцій фрезерування.

Для підвищення точності математичної моделі запропонований метод динамічної ідентифікації підсистеми приводу з ЕГПЛП, з допомогою якого можна визначити з високою точністю параметри динамічної підсистеми приводу подач.

Експериментально визначені показники точності та стабільності роботи приводів з ЕГПЛП, встановлений кореляційний зв'язок цих параметрів з іншими факторами та параметрами верстата.

На основі теоретичних посилок розроблений силовий гідравлический лінійний привод зплаваючими опорами, запропонований метод динамічної компенсації помилки відтворення заданого переміщення, який може бути реалізований з допомогою системи ЧПУ класу CNC. Експериментальні дослідження підтвердили доцільність використання такого методу.

Результати роботи впроваджені у виробництво на базовому заводі, а також в учбовий процес при читанні курсів "Гідропривід та гідропневмоавтоматика" та "Математичне моделювання..." в Кременчуцькій філії ХДПУ.

ПУБЛІКАЦІЇ ПО ТЕМІ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Федорец В.А., Струтинский В.Б., Саленко А.Ф. Усовершенствование следящего гидропривода // Тезисы докладов 2 научно-технической конференции АСПГП. - Киев, 1992 г.

2. Федорец В.А., Струтинский В.Б., Саленко А.Ф. Повышение точности автоматического оборудования для выполнения фрезерных работ // Тезисы докладов научн.-технич. конференции "Автоматизация и диагностика в машиностроении". - Луцк, 1992 г.

3. Федорец В.А., Струтинский В.Б., Саленко А.Ф., Гейчук В.Н. Математическое моделирование электрогидравлических приводов станков с ЧПУ // Тезисы докладов 3 научно-технической конференции АСПГП. - Киев, 1993 г.

4. Струтинский В.Б., Снисаренко В.Т., Гринчук В.С., Саленко

А.Ф. Повышение точности станков с ЧПУ, оснащенных электрогидравлическими приводами. // Тезисы докладов международной научно-технической конференции "Компьютер: наука, техника, технология...". - Харьков - Мишкольц, 1993 г.

5. Струтинский В.Б., Снисаренко В.Т., Гринчук В.С., Саленко А.Ф., Загорянский Г.Н. Математическое моделирование электрогидропривода станков. // Тезисы докл. международной конференции "Интерпартнер - 93". Сборник "Резание и инструмент", № 48. Харьков. - 1993.

6. Саленко А.Ф. Уточненная математическая модель гидропривода подачи вертикально-фрезерного станка с ЧПУ. // Тезисы докл. международной конференции "Автоматизация и диагностика в машиностроении". - Луцк, 1993 г.

7. Струтинський В.Б., Федорець В.О., Саленко О.Ф., Ткаченко К.М. Спосіб компенсації спотворень приводів подач верстатів з ЧПУ, оснащених гідропідсилювачами. // Тези доповідей 4 наук.-техніч. конф. АСПГП. Київ, 1994 р.

8. Струтинський В.Б., Федорець В.О., Саленко О.Ф. Математичне моделювання електрогідравлічного приводу подач вертикально-фрезерного верстата з ЧПУ. // Матеріали наук.-техніч. конференції молодих вчених та спеціалістів КрФХДПУ. - Кременчук, 1994 р.

9. Струтинський В.Б., Саленко О.Ф., Загорянский Г.М. Математичне моделювання гідролікованих приводів подач. // Тези доп. міжнар. наук.-метод. конференції "Автоматизація конструювання виробів ..." - Суми, 1994 р.

10. Струтинський В.Б., Саленко О.Ф., Загорянский Г.М. Использование математического моделирования при исследовании приводов подачи фрезерного станка. // Тезисы докл. международной конференции "Интерпартнер - 94". Сборник "Резание и инструмент", Харьков. - 1993.

11. Саленко А.Ф., Лукавенко В.П., Душинский В.В., Орлюк В.А. Патент СНГ № 1816241 от 1992 г. получ. прав.

12. Саленко А.Ф., Доценко В.Г., Малов С.С. Методические

указания по курсу ГПА и Г "Моделирование гидравлических станочных приспособлений". Кременчуг, 1993 г.

13. Саленко А.Ф., Доценко В.Г. Методические указания по курсу ГПА и Г для самостоятельной работы студентов. Кременчуг, 1993 г.

14. Струтинський В.Б., Саленко О.Ф., Приходько В.І., Загорянський Г.М. Математичне моделювання електрогідролічних приводів верстатів з ЧПУ. - Учебний посібник для студентів спец. 12.01 та 12.02 по курсам "ГПА та Г" та "Математичне моделювання...". - Кременчук, 1994 р.

15. Саленко А.Ф., Педченко М.Н. а.с. № 1816688 "Захватное устройство". 1993 г.

Alexandr Salenko Increase of accuracy of CNC Mashine-Tools Feed Hydraulic Drives. Thesis for a Candidate of science's (Technical) degree on speciality 05.03.01. The Kiev Politechnical Insitute, Kiev, 1994.

13 printed articles, 1 patent and 1 authore's certificate are being defended which include the results of theoretical and experimental research of CNC Mashine-Tools Feed Hydraulic Drives. It's determined, that it is possible to increase the accuracy of cutting process using the developed double-acting hydraulic cylinder, and also by fulfilling the dynamic correction of the drives.

Industrial promotion of the developments is carryed out, data of it's efficiency are submitted.

Key words: CNC Mashine-Tools, Feed Hydraulic Drives, accuracy.

Саленко А.Ф. Повышение точности гидрофицированных приводов подач станков с ЧПУ. Дисертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.03.01. - Процессы механической и физико-технической обработки, станки и инструмент. Киевский политехнический институт, Киев. 1994.

Защищается 13 печатных работ и 2 авторских свидетельства, которые содержат результаты теоретического и экспериментального исследований гидрофицированных приводов подач станков с ЧПУ. Установлено, что повысить точность отработки перемещений, в том числе совместных, можно с помощью разработанного гидропривода линейных перемещений, а также выполнением динамической коррекции приводов с помощью системы ЧПУ.

Осуществлено промышленное внедрение разработок, приводятся данные об его эффективности.

Ключевые слова: станки с ЧПУ, приводы подач, точность.

AB 31.286

AB 31.286