

УДК 621.9.06-8

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, М.В. Ткаченко, ст. викл.,  
В.Ю. Шапошник, студ.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення точності обробки на металорізальних верстатах

У статті пропонується підвищити точність обробки на металорізальних верстатах за рахунок застосування приводів з можливістю перерозподілу або управління навантаженням робочих органів.  
**металорізальний верстат, привід, точність, перерозподіл навантаження, управління навантаженням**

Способи підвищення точності на металорізальних верстатах спрощено можна розділити на конструкторські, технологічні, експлуатаційні та комплексні системи управління точністю. Всі способи мають цільову направленість на усунення одної чи декількох причин створення похибок обробки. Ці причини, переломлюючись через процес обробки, викликають похибку як інтегральний показник відхилення, по якому важко встановити степінь впливу кожної із цих причин на якість обробки. Тому рішення проблеми точності зводиться до рішення одиничних конкретних задач.

Розглянемо задачу підвищення точності обробки шляхом зміни потоків потужності та навантаження в приводі. Відомо, що розподіл потужності та навантаження в приводі верстатів визначається режимами, геометрією інструмента і іншими параметрами процесу обробки. Розподіл навантаження не завжди відповідає оптимальному по точності навантаженню виконавчих органів і кінематичних ланцюгів визначаючих вихідні характеристики верстата.

Це викликає необхідність при заданих режимах і умовах обробки змінювати потоки потужності та навантаження таким чином, щоб створити оптимальні по точності умови навантаження виконавчих органів верстата.

Задача полягає в тому, щоб на етапі розробки структурної схеми верстата оцінити умови навантаження виконавчих органів привода верстата, що визначають його вихідні характеристики.

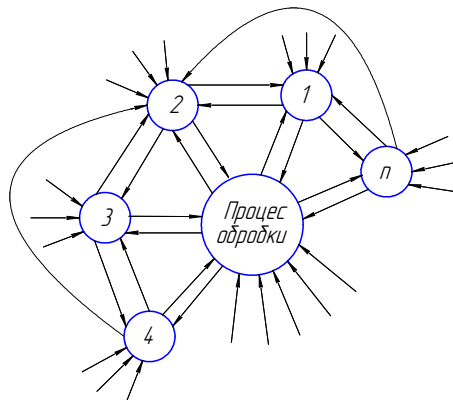


Рисунок 1 - Граф структурної схеми привода

Структурну схему привода, що охоплює верстатний привід, можна представити в вигляді графа (рис. 1). Вершини графа  $1, 2, \dots, n$  позначають виконавчі органи привода верстата. Ребра графа показують напрямок взаємодії і зв'язку виконавчих органів привода з процесом обробки і між собою. Виконавчі органи привода верстата виконують технологічний процес обробки від джерел потужності, а умови їх навантаження при заданих параметрах процесу можуть бути зміннені шляхом управління потоками потужності і навантаження в приводі.

Структурна схема привода верстата з ЧПК приведена на рис.2.

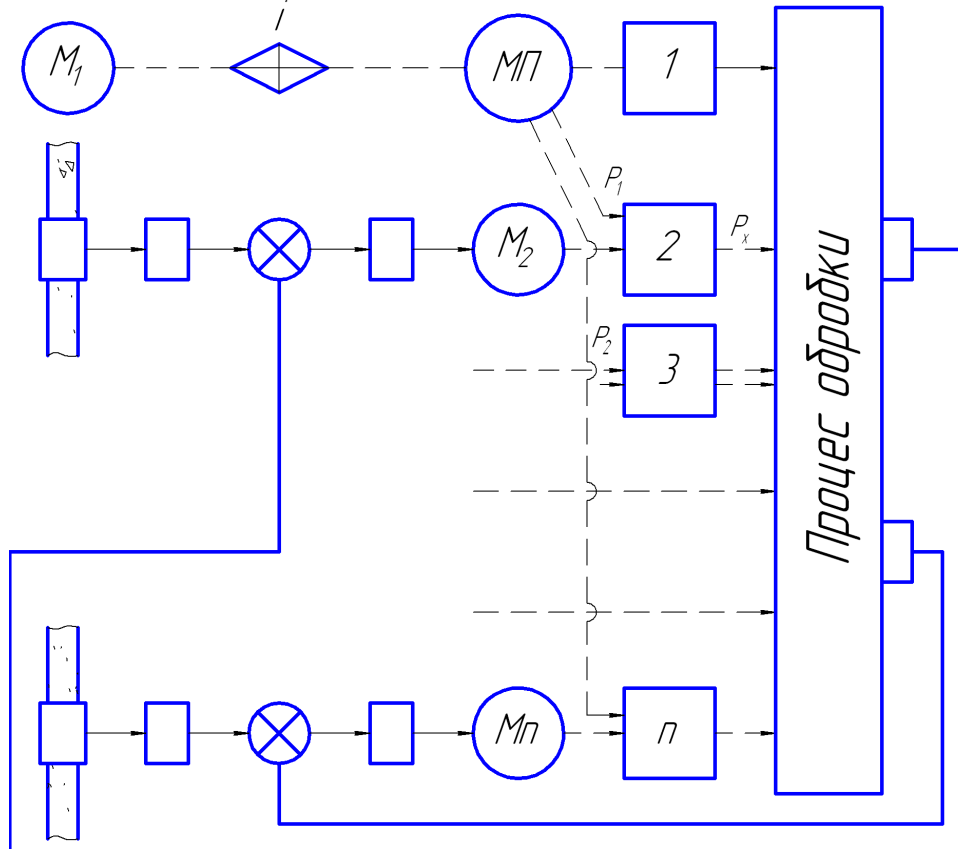


Рисунок 2 – Структурна схема привода верстату з ЧПУ

Привод містить електродвигуни  $M_1, M_2, \dots, M_n$  по числу створених рухів формоутворення, виконавчі органи  $1, 2, 3, \dots, n$ , МП - механізм зміни потоків потужності. Електродвигун  $M_1$  через ланку настроювання  $i$  кінематично зв'язаний з механізмом зміни потоків потужності, який в свою чергу зв'язаний з виконавчими органами  $1, 2, 3, \dots, n$ , що здійснюють процес обробки. Із схеми видно, що виконавчі органи привода подачі діючих сил ( $P_1$  і  $P_2$ ): одна від кінематичного ланцюга подачі з електродвигуном  $M_2$ , а другою – від механізму зміни потоків потужності. Таке з'єднання механізму розподілення потужності дозволяє управляти навантаженням кінематичного ланцюга подачі в функції сили різання, автоматично розподілити потужність необхідну для процесу обробки, і передавати основну її частину по кінематичному ланцюгу головного руху, звичайно менш чутливого до перевантаження.

Така структура дозволяє змінити схему навантаження виконавчого органа привода з тим, щоб максимально розвантажити напрямні без порушення визначення базування виконавчого органа привода на напрямних. Розглянувши схему навантаження виконавчого органа показану на рис.3 можна відмітити, що задане технологічне навантаження  $P_x$  можна забезпечити при різних значеннях сил  $P_{x1}$  і  $P_{x2}$ .

Оскільки сила  $P_x$  навантажує циліндричні напрямні пінолі, то необхідно намагатись до її відносного зменшення. Однак при цьому система, що розглядається може втратити визначеність базування, що веде до втрати точності обробки. Розв'язання даного протиріччя необхідно шукати в динамічній рівновазі, при якій піноль не втрачає визначеності базування, а її напрямні максимально розвантажуються при будь-якому переборі параметрів технологічного навантаження. Це можливо тоді коли виконується наступна умова:

$$P_{x2} \cdot l > P_x \cdot \cos \omega \cdot t, \quad (1)$$

де  $l$  – величина ексцентричності прикладання рухомої сили і технологічного навантаження відносно осі шпинделя;

$\omega$  - кутова швидкість обертання шпинделя;

$t$  – час.

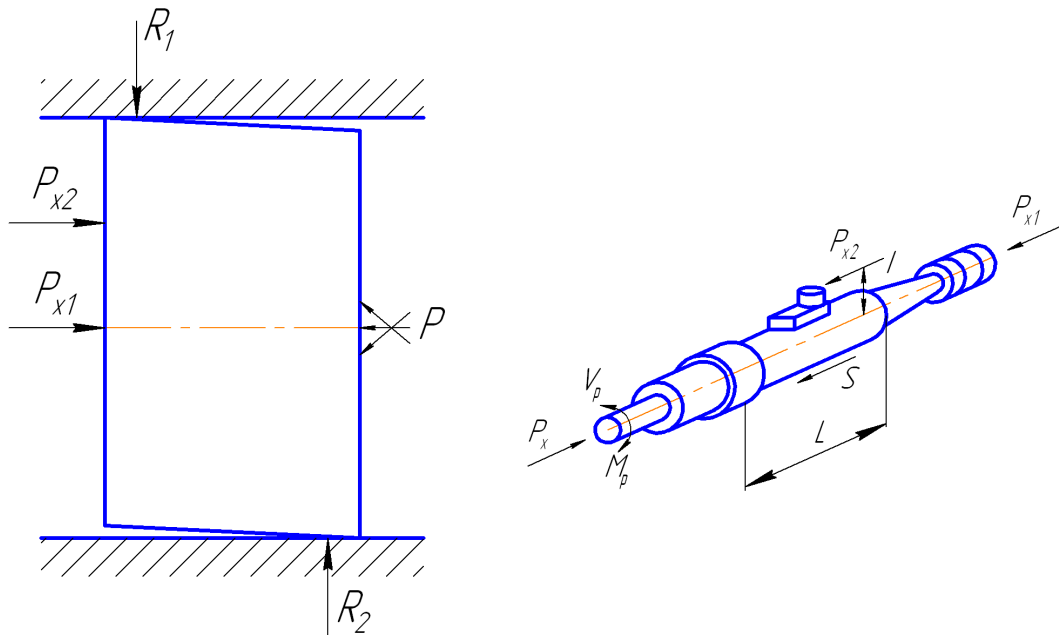


Рисунок 3 – Схема навантаження виконавчого органа

В загальному випадку вибір необхідного співвідношення рухомих сил  $P_x$  і  $P_{x2}$  здійснюється по типовим монограмам відповідно з обмежувальними параметрами. В якості таких параметрів можуть виступати максимально допустимий питомий тиск в напрямних, величина деформації напрямних, величина допустимого зношування напрямних і точність обробки. Якщо відомий один із перелічених параметрів, можна по монограмі (рис.4) визначити необхідне співвідношення сил  $P_x$  і  $P_{x2}$ . На приведеній монограмі послідовність вибору показаний стрілками. По заданим продуктивності  $Q$  і степені первинної концентрації технологічних операцій (числу інструментів)  $K$  визначається величина технологічного навантаження  $P_x$ . Одночасно по допустимій величині деформації напрямних  $A$  з урахуванням діаметра пінолі  $d$  визначається допустиме навантаження механізму подачі  $P_{x2}$ . По шкалі зусиль сила  $P_{x1}$  визначається як різниця  $P_x$  і  $P_{x2}$ . Визначення таким чином відношення сил  $P_{x1}$  і  $P_{x2}$  є основою для вибору параметрів механізму розподілення навантаження. Стосовно до приведеної на рис.3 розрахункової схеми, де в якості механізму розподілення навантаження прийнята несамогальмівна гвинтова передача, параметром, який визначає відношення сил  $P_{x1}$  і  $P_{x2}$  є кут нахилу гвинтової лінії різьби. Без врахування сил тертя можна записати:

$$P_x - P_{x1} - P_{x2} = 0 \quad (2)$$

$$\text{або} \quad P_x - (2 \cdot M \cdot \operatorname{tg} \Delta / d_\phi) - P_{x2} = 0, \quad (3)$$

де  $M$  – обертальний момент на шпинделі;

$d_{cp}$  – середній діаметр несамогальмівної гвинтової передачі;

$\Delta$  – приведений кут нахилу гвинтової лінії передачі.

Із рівняння (1.3) кут нахилу гвинтової передачі дорівнює:

$$\Delta = \operatorname{arctg}(d \cdot (P_x - P_{x2}) / 2M) \quad (4)$$

Формула (1.4) є основою для побудови монограм вибору приведенного кута нахилу гвинтової передачі. В якості механізму розподілення навантаження можуть бути використанні механізми, які складають рухи або диференціальні передачі.

Запропонований підхід перерозподілу навантаження дозволяє розробити методику проектування привода технологічних машин по вихідним характеристикам експлуатації і представити її у вигляді алгоритму (рис.5) накладеного на традиційну схему проектування привода.

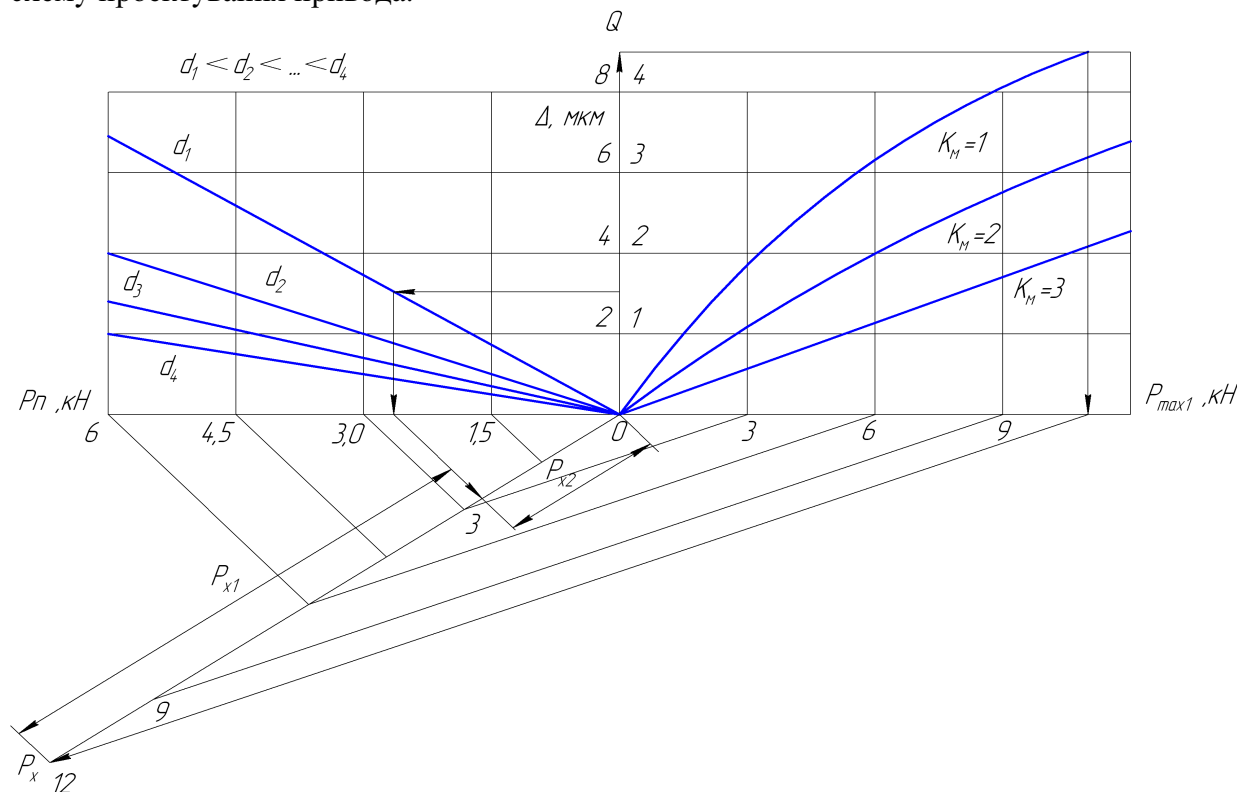


Рисунок 4 – Номограма рухомих сил привода

Ця методика додатково передбачає:

1) пошук приводів, які мають граничні вихідні характеристики відповідні з службовим призначенням верстата, визначення параметрів обмеженого і умовного функціонування приводів, лімітуючи вихідні характеристики верстата;

2) визначення необхідної ступені розвантаження приводів за рахунок зміни потоків потужності і визначати приведенні порівняльні оцінки можливих варіантів по вихідним характеристикам;

3) розробку нової структури привода;

4) прогнозування параметричної надійності верстата і його ефективності;

5) порівняння досяжних характеристик з потребою промисловості і проробку різних варіантів до отримання потрібного;

6) вибір типів і визначення параметрів механізмів кінематичного з'єднання приводів, які забезпечують задані зміни потоків потужності;

7) розробку кінематичної схеми верстата;

- 8) складання рівнянь, які описують перехідні процеси в приводі верстата; математичне моделювання і вибір конструкторських параметрів;
- 9) вибір компоновки і розробку конструкції верстата;
- 10) виготовлення і дослідження опитного зразка; перевірку вихідної характеристики і умов функціонування приводів.

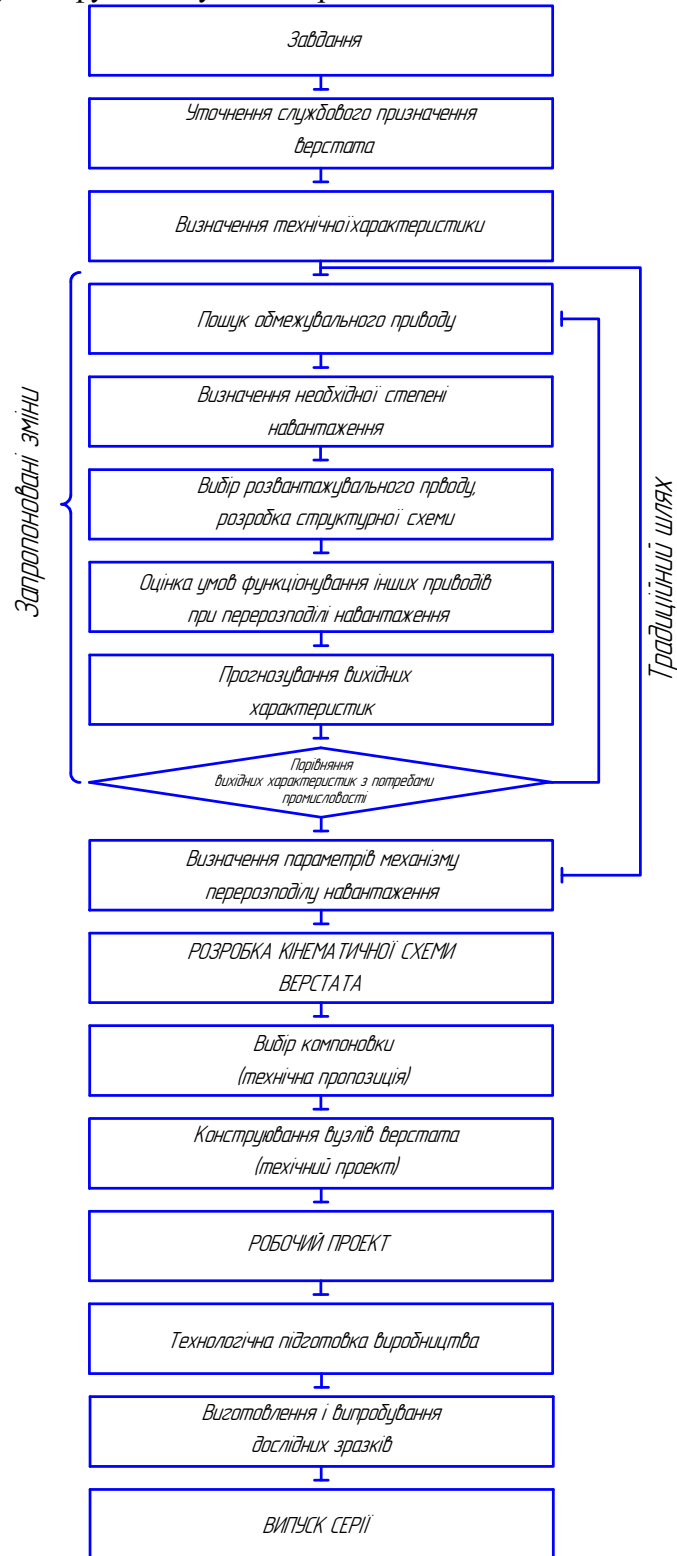


Рисунок 5 – Алгоритм проектування приводу

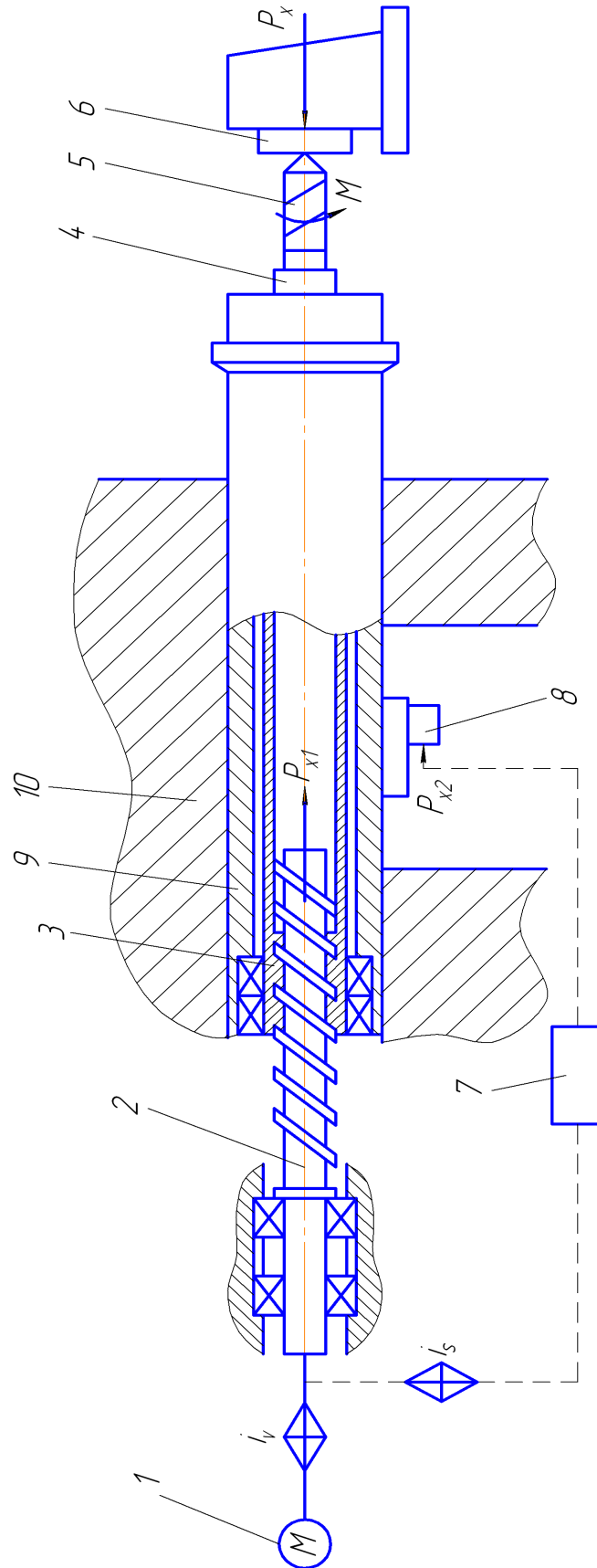


Рисунок 6 – Типова конструкція механізму подач пінольного типу

Для порівняння експериментальних досліджень традиційних механізмів з механізмами, які змінюють потоки потужності (рис. 6) прийнята типова конструкція силової головки з механізмом подачі пінольного типу, яка широко використовується в силових головках агрегатних верстатів. В корпусі 10 на підшипниках 3 встановлена піноль 9, яка через шліцьову передачу з'єднана з шпинделем 4, а кінематичним ланцюгом подач з ланкою настроювання  $i_s$  з приводом обертання. В шпинделі 4 кріпиться інструмент 5, який обробляє заготовку 6. Шпиндель містить в своїй порожнині шліцьовий гвинтовий механізм 2 встановлений на підшипниках і разом з ним здійснює повний цикл зворотно-поступального руху, який надається йому механізмом подачі. Механізм подачі отримує рух від шпинделя через ланку настроювання  $i_s$ , черв'ячну передачу 7 обертання передається кулачку, який переміщує роликівий штовхач 8 встановлений на пінолі 9. В якості механізму зміни потоку потужності і навантаження між приводом головного руху і подачі прийнята шліцьова гвинтова передача 2, кутом нахилу якої змінюється коефіцієнт  $K$  зміни потоків потужності і навантаження в приводі.

З метою визначення впливу зміни потоку потужності і навантаження на вихідні характеристики головки були приведені порівнювальні дослідження силових головок нової та традиційної структур. Статистична оцінка умов експлуатації силових головок визначена вибором настроювання. Дослідження проводились при суцільному свердлуванні в сталі 45 свердлами із швидкоріжучої сталі діаметром від 11 до 16 мм при частоті обертання шпинделя  $n = 466-714 \text{ хв}^{-1}$ , подачі  $S = 0,218-0,245 \text{ мм/об}$ .

В якості порівнювальних вихідних характеристик силових головок була прийнята точність переміщення пінолі в процесі свердлування, яка визначалась ступеню розвантаження привода подачі. Зміною режимів і діаметрів свердлування в указаних діапазонах при незмінних параметрах шліцьової гвинтової передачі викликають зміну ступені розвантаження механізму подачі в діапазоні від 0,4 до 0,5.

Результати порівняльних досліджень дозволяють зробити висновок, що сумарні переміщення пінолі в поперечному напрямку з новою структурною основою в 1,7 рази менша, чим у традиційної серійної силової головки. Це співвідношення збільшується при збільшенні ступені розвантаження механізму подачі. Змінення ступені розвантаження в зазначеному діапазоні дозволяє збільшити на 40-50 % навантажувальну здатність силової головки на осьовому зусиллю, що розширює технологічні можливості силових головок і створених на їх основі агрегатних верстатів. Процес обробки різанням забезпечується не тільки приводами рухів формоутворення. В процесі обробки, як правило, одночасно приймають участь приводи підвода ЗОР, змащування гідростатичних напрямних верстатів викликають необхідність їх функціонального об'єднання. Об'єднання приводів не тільки рухів формоутворення може також здійснюватись через диференціальний механізм відповідно з типовою схемою функціональних зв'язків приводів. Дослідження шпиндельного вузла показано, що його використання дозволяє підвищити продуктивність процесу свердлування в порівнянні з звичайним традиційним методом в 2 – 3 рази.

По результатам експериментальних досліджень зміни точності обробки в часі для різних схем навантаження виконавчого органа після їх математичної обробки побудовані графічні залежності  $\Delta = f(Ty.i)$ , приведені на рис. 7, 8, 9.

В результаті аналізу графіків (рис. 7,8,9) встановлено, що змінюється точність обробки в часі по лінійній залежності і відповідає моделі формування поступового відказу з урахуванням розсіювання початкових параметрів. Схема навантаження виконавчого органа привода подачі визначає швидкість втрати силовою головкою точності обробки. Так по даним побудованих графіків (рис. 7, 8, 9) розрахункові

швидкісні втрати точності обробки для трьох схем навантаження виконавчого органа привода подачі тим вище, чим більше посилення подачі  $P_{x2}$ , тобто чим менше значення коефіцієнта розподілення навантаження  $K_p$  (див. таблицю 1). На основі аналізу графічних залежностей  $\Delta = f(T_{y.n.})$  і швидкості втрати точності обробки, встановлено, що пониження точності обробки в часі визначається схемою навантаження виконавчого органу привода подачі, так як збільшення зусилля подачі привода приводе до збільшення контактних деформацій напрямних виконавчого органа, інтенсифікуючи їх зношення, що в кінцевому результаті негативно впливає на точність обробки.

$\Delta$ , МКМ

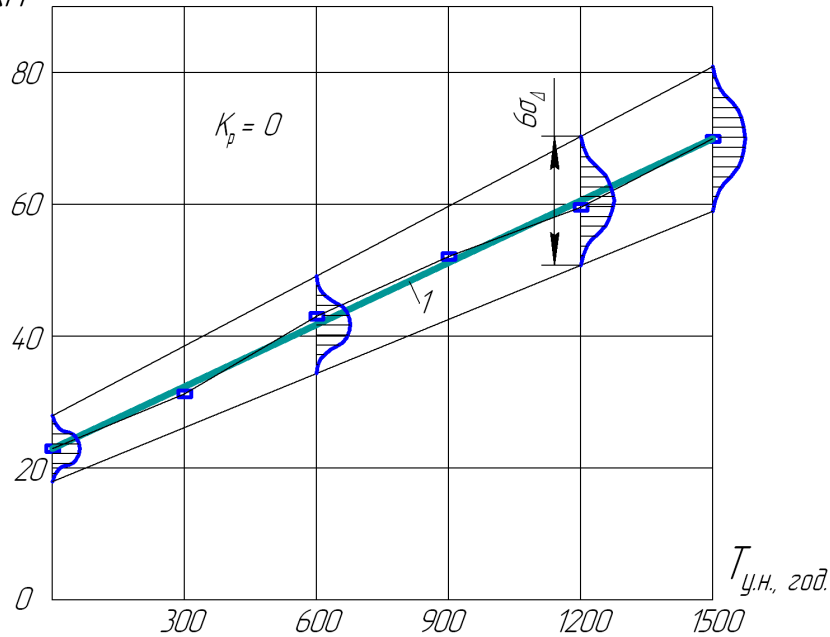


Рисунок 7 – Зміна точності обробки в часі з традиційною схемою навантаження пінолі

$\Delta$ , МКМ

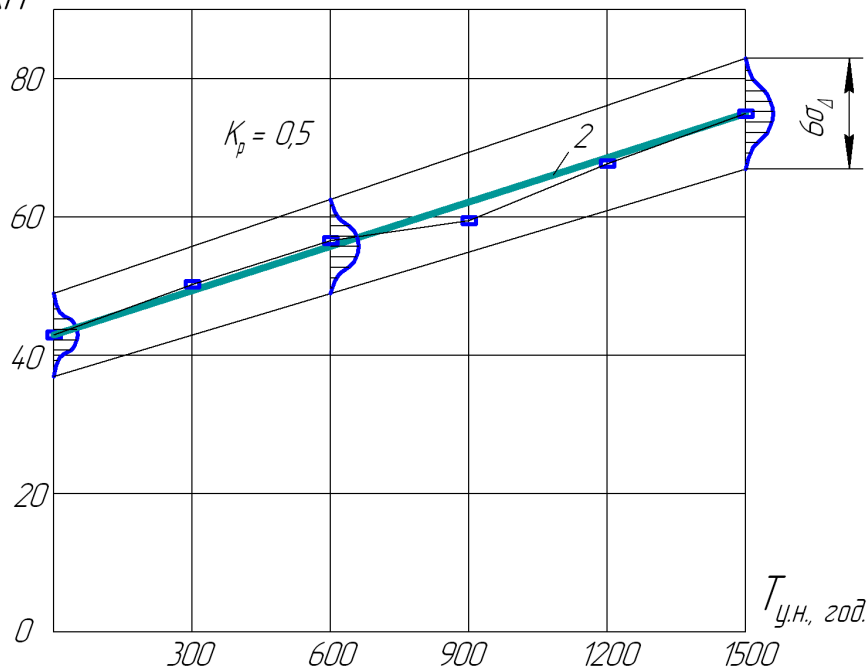


Рисунок 8 - Зміна точності обробки в часі з навантаженням виконавчого органу двома силовими потоками  $P_x$  та  $P_{x2}$

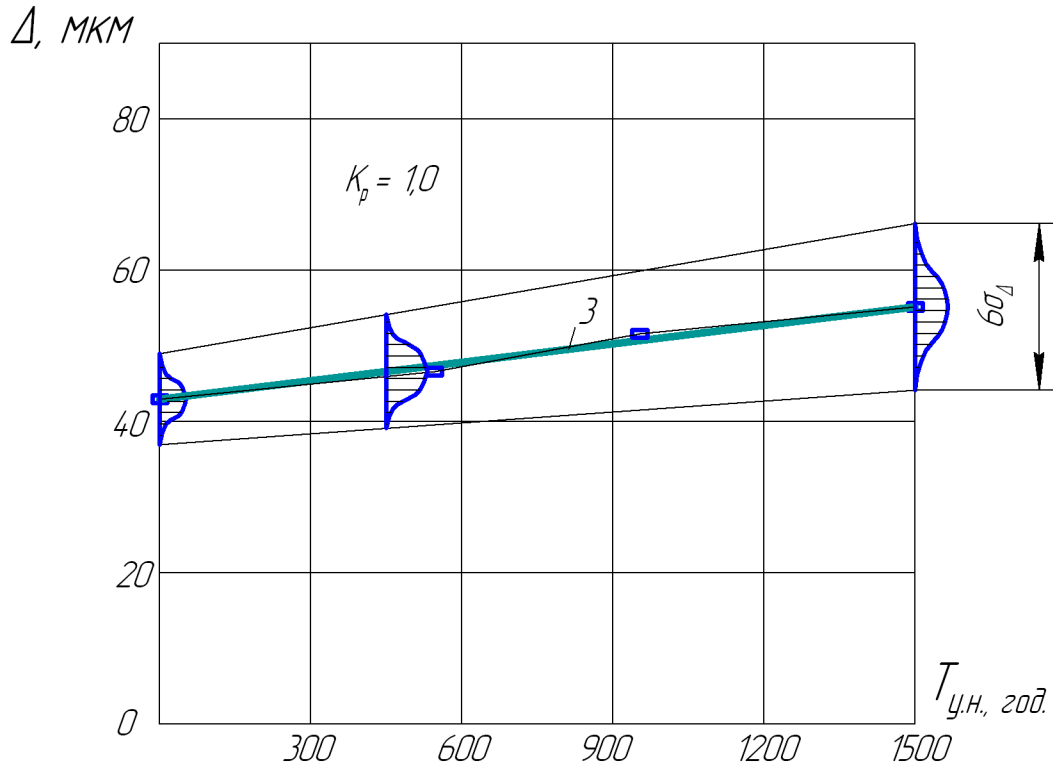


Рисунок 9 – Зміна точності обробки в часі з співвіднесним розташуванням осьового зусилля  $P_x$  та осьової складової  $P_{x1}$  при  $P_{x2} = 0$

Таблиця 1 – Розрахункові швидкості втрати точності обробки

$K_p$	$\gamma$ , мкм/годину	$\sigma_\gamma$
0	0,033	0,0022
0,5	0,0253	0,0018
1,0	0,0079	0,0006

В процесі проведення експериментів оцінювався напрямок уводу осі отвору, що розточувався. Це дозволяє визначити напрямок переміщення виконавчого органа подачі в просторі. Напрямок уводу осі розточувального отвору визначався напрямком вектора зміщення центрів колограм, по яким оцінювалась не перпендикулярність осі отвору з  $\varnothing 26A_1$  базовому торцю втулки. В результаті обробки експериментальних даних по напрямку уводу осі розточувального отвору встановлено, що для традиційної схеми навантаження виконавчого органа привода подачі і схеми навантаження з характеристикою  $K_p=0,5$  напрямок дії зусиль  $P_{x2}$ , при чому область розсіювання напрямків вектора зміщення осі отвору на виході і вході отвору  $\varnothing 26$  мм менше для схеми навантаження виконавчого органа з  $K_p=0,5$ , чим для традиційної схеми.

Найменшою стабільністю положення осі розточувального отвору має схема навантаження виконавчого органа з  $K_p=1$ . Це підтверджує припущення про планетарний рух виконавчого органа відносно своїх напрямних. На рис.10 в полярних координатах показані області уводів осей розточувальних отворів для розглянутих схем навантаження виконавчих органів приводів подачі, де кути  $\beta_1, \beta_2, \beta_3$  - відповідно для схем навантаження виконавчих органів з  $K_p=0, K_p=0,5, K_p=1,0$ , 1 - площина дії зусилля подачі  $P_{x2}$ , 2 - базовий торець деталі. По експериментальним даним встановлено, що  $\beta_1 = 34^\circ, \beta_2 = 96^\circ, \beta_3 = 118^\circ$ . Це дає можливість вважати, що

найменший вплив на змінення положення осі отвору здійснює привід силової головки з загальною схемою навантаження виконавчого органа привода подачі, для якої  $K_p=0,5$ .

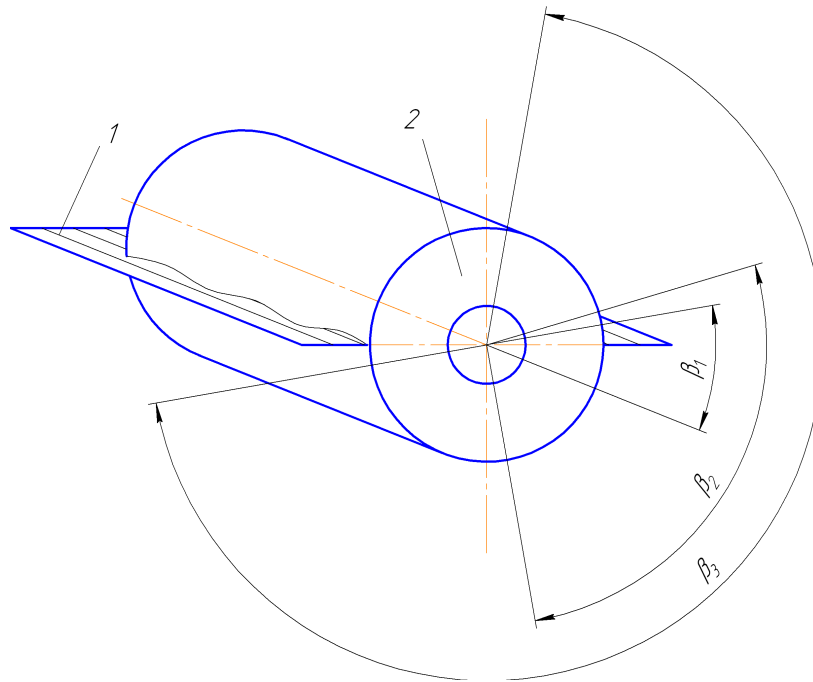


Рисунок 10– Области напрямку векторів відводу осі розточених отворів

На основі приведених досліджень можна зробити висновки про те, що:

1) швидкість втрати точності обробки визначається схемою навантаження виконавчого органа привода подачі;

2) найменша швидкість втрати точності обробки (по не перпендикулярному осі отвору базовому торцю) буде при схемі з осьовим прикладанням зусилля подачі в такий же час при такій схемі навантаження спостерігається найбільша нестабільність напрямлення уводу осі отвору;

3) увід осі обробленого отвору відбувається в площині дії рухомого зусилля кулачкового механізму подачі для традиційної схеми навантаження його виконавчого органу;

4) характер формування втрати точності обробки не визначається схемою виконавчого органа привода подачі силових головок.

## Список літератури

1. Кузнецов Ю.Н., Крыжановський В.А. Агрегатно-модульное технологическое оборудование нового поколения. К. – Кировоград. ООО «ЗМОК» - ПП «Гнозис», 2001. – 258 с.
2. Металлорежущие системы машиностроительных производств / под. ред. Г.Г. Земскова и О.В. Татаринова – М. : Высшая школа. 1988. – 454 с.
3. Пестунов В.М. Основы теории привода с перераспределенной нагрузкой металлорежущих станков: Автореферат дис. д-ра техн. наук: 05.03.01 / МВТУ им. Н.Э. Баумана.– М., 1983.– 32 с.
4. Пестунов В.М., Кариков Е.А. Повышение точности и производительности металлорежущих станков.– К.: Техника, 1979.– 96 с.
5. Петраков Ю.В. Теорія автоматичного управління в металообробці: Навч. посібник.– К.: ІЗМН, 1999.– 212 с.

*В.Пестунов, М.Ткаченко, В.Шапошник*

### **Повышение точности обработки на металлорежущих станках**

В статье предлагается повысить точность обработки на металлообрабатывающем оборудовании за счет применения приводов с возможностью перераспределения или управления нагрузкой рабочих органов.

*V.Pestunov, M.Tkachenko, V.Shaposhnik*

### **Increase of exactness of treatment on metal-cutting machine-tools**

In the article it is suggested to promote exactness of treatment on a metal-working equipment due to application of drives with possibility of redistribution or management loading of workings organs.

Одержано 27.03.12

**УДК 621.9.077:621.865.85**

**І.І. Павленко, проф., д – р. техн. наук, М.О. Годунко, викл.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Обґрунтування узгодження характеристик промислових роботів та їх захватних пристроїв**

Запропоновано для узгодження характеристик промислових роботів та їх захватних пристроїв методику, що розроблена на основі градації роботів по вантажності. Проаналізовано відповідність вантажності захватних пристроїв до промислових роботів і побудовано залежності для визначення діапазону функціонування захватів відповідно до ваги та розмірів утримуваних деталей. Отримано результати у вигляді градації розмірів утримуваних роботом деталей з врахуванням вантажності та зон обслуговування захватних пристроїв.

**промисловий робот, захватний пристрій, градація по вантажності, зона обслуговування, діапазон розмірів**

**Постановка проблеми.** Враховуючи всезростаюче використання роботів у промисловому виробництві, де здійснюється виготовлення різних за формою, розмірами та іншими параметрами деталей, актуальним є обґрунтування градації як в цілому роботів, так і їх захватних пристроїв (ЗП). Це важливо ще й тому, що промислові роботи відносять до універсальних засобів автоматизації, які в умовах ринкового швидко змінного виробництва повинні з мінімальними витратами переналагоджуватись на випуск нової продукції. Це особливо відноситься до переналагодження ЗП, які безпосередньо взаємодіють з оброблюваними деталями.

**Аналіз останніх досліджень.** Проблема обґрунтування градації промислових роботів за їх основними технічними характеристиками розглядалася у багатьох літературних джерелах. Зокрема в роботах [1] та [2] висвітлювалося питання визначення потреби в роботах різної вантажності для виконання завантажувально-розвантажувальних, складальних, транспортних та ін. операцій, де об'єктами переміщення виступають різноманітні штучні деталі. У даній роботі проведено аналіз вантажності промислових роботів з врахуванням вантажності їх захватних пристроїв та приведено діапазон розмірів деталей, який відповідає приведеній градації.

**Узгодження характеристик промислових роботів та їх захватних пристроїв.**