

**В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, О. С. Стеценко, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Переналагоджувальні верстатні системи

В статті обґрунтована необхідність створення переналагоджуваних верстатних систем та показані шляхи підвищення ефективності верстатів створенням принципово нових структурних схем привода.

**привід верстата, навантаження, шпindel, піноль, вібратор, інструмент**

Найважливішою вимогою при створенні нових конструкцій машин повинно бути досягнення максимального ефекту мінімальними витратами. Нові технологічні процеси обробки й безперервне підвищення якості випускаємої продукції посилюють вимоги до точності й технологічної надійності верстатів. Необхідність у розширенні технологічних можливостей верстатів спричиняє підвищення гранично припустимих навантажень на привід, збільшення їх габаритних розмірів і маси силових вузлів.

Істотно підвищити ефективність верстатів можна шляхом створення принципово нових структурних схем привода.

Умови функціонування основних вузлів і механізмів верстатів по навантаженню однозначно визначаються заданими параметрами технологічного процесу. Впливи навантажень на виконавчі органи й приводи верстата не однакові. Так, при збільшенні навантаження на привід подачі верстата і його напрямних знижуються точність обробки й технологічні можливості верстата. У той же час, при відносному збільшенні навантаження й переданої через привід головного руху потужності, підвищується ефективність використання верстатів, тому що відносні втрати потужності в приводі головного руху значно менші, ніж у приводі подачі. Тому навантаження виконавчих

---

© В.М. Пестунов, О.С. Стеценко, 2010

органів і приводів верстата необхідно перерозподілити для того, щоб заданим параметрам технологічного процесу відповідали умови оптимального функціонування приводів і виконавчих органів, які визначають основні вихідні характеристики верстата.

Зазначений перерозподіл навантаження обумовлює принципові зміни в структурі привода верстатів.

Авторами статті розроблена узагальнююча структурна схема привода, що забезпечує оптимальний перерозподіл навантаження, і на конкретних прикладах схем і конструкцій приводів верстатів показана ефективність нового підходу до питань підвищення їх якості.

Новий підхід заснований на зміні традиційного розподілу потоків потужності в приводі. Модель навантаження виконавчого органу привода верстата в умовах, що допускають зміну традиційного розподілу навантаження в приводі можна представити в такому вигляді:

$$\sum_{i=1}^n P_i = P_1 W_1 + P_2 W_2, \quad (1)$$

де  $\sum_{i=1}^n P_i$  - сума сил опору переміщенню виконавчого органу привода

верстата за напрямком однієї зі складових швидкості руху формоутворення;

$P_1, P_2$  - складові рушійних сил у напрямку розглянутого переміщення;

$W_1, W_2$  - передатні функції по складовому впливу на виконавчий орган привода верстата.

Описувана наведеною формулою (1) структура привода верстатів визначає нові резерви в розвитку привода й дозволяє вирішувати завдання, що виходять за рамки досяжного при традиційному підході.

Наведена структура дозволяє, при заданих режимах обробки, створювати наперед задані умови функціонування по навантаженню виконавчих органів (напрямних, силових головок, шпindelьних вузлів і т.д.) верстатів і в тому числі з адаптивним і програмним керуванням. Це відкриває нові можливості подальшого розвитку й удосконалювання привода верстатних систем, розширення його технологічних можливостей по точності і допустимому ступені концентрації технологічних операцій.

Запропонована структурна схема, що узагальнює верстатний привід традиційного напрямку із системою керування потужністю й навантаженням приведена на рис. 1.

На схемі умовно позначені:  $M$  - електродвигун привода головного руху;  $i$  - механізм зміни настроювання привода головного руху;  $МП$  - механізм перерозподілу потоків потужності й навантаження в приводі; 1, 2, 3 ...  $n$  - виконавчі органи привода;  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$  - обмежувачі швидкості механізмів подачі;  $ПУ_1, ПУ_2, \dots, ПУ_n$  - системи програмного управління в приводі подачі.  $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$  - технологічне навантаження на виконавчі органи привода верстатного обладнання.

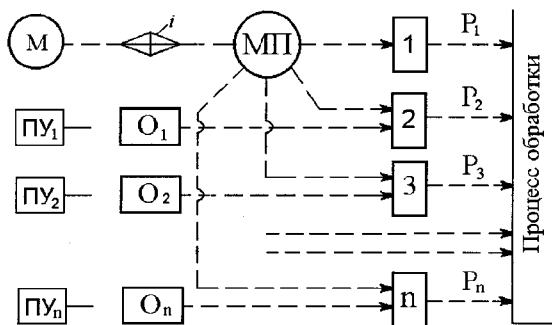


Рисунок 1 – Узагальнена структурна схема приводів верстатного обладнання

На базі узагальненої структурної схеми приводів верстатного обладнання (рис.1), розроблений цілий ряд конструктивних рішень верстатного обладнання. Проаналізуємо конструктивні особливості та переваги нових конструктивних рішень над верстатним обладнанням з приводами, створеними на традиційній основі.

Необхідність зміни шпindelьних вузлів виникає в багатоопераційних верстатах, коли в силу специфіки вимог до виконуваних технологічних операцій треба змінювати жорсткість, точність і вібробостійкість привода головного руху.

На рис. 2 показано шпindelьний вузол з адаптивною системою керування точністю в радіальному напрямку. В процесі обробки заготовки, закріпленої на шпindelі 1 (установленої на підшипниках 2 і 3), обертання від привода

надається через шків 4. Технологічне навантаження на шпindel викликає його пружну деформацію, що знижує точність. Для компенсації пружної деформації в перетині А-А на шпинделі встановлені датчики 5, 7, 9, які включені в замкнену систему автоматичного керування точністю. Ця система через виконавчі механізми впливає при відхиленні на гідравлічні силові циліндри 6, 8, 10, викликаючи пружну деформацію шпинделя протилежно впливу технологічного навантаження і підвищує точність обробки.

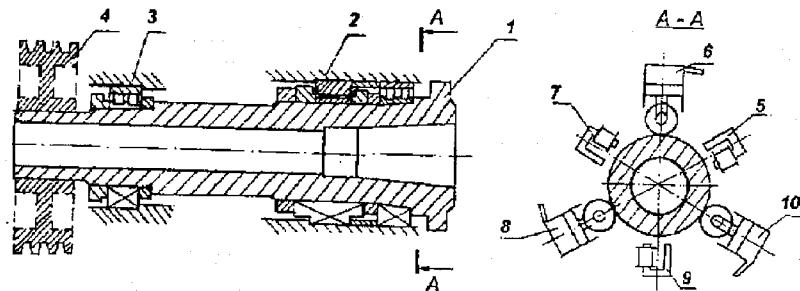


Рисунок 2 – Шпиндельний вузол з адаптивною системою управління точністю

Змінний шпиндельний вузол багатоцільового верстата (рис. 3) вирішує проблему переходу від однієї технологічної операції до іншої в широкому діапазоні технологічних операцій від обробки різанням до обробки тиском. На рис. 3 а) показана головка, налагоджена на виконання технологічних операцій з поступальним головним рухом (прошивання отворів, дорнування, запресовування, штампування й т.д.). На рис. 3 б) показано змінний вузол, попередньо налагоджений на виконання технологічної операції з обертальним головним рухом і з поступальним рухом подачі (свердління, розсвердлювання, зенкерування, розвертування отворів і т.п.).

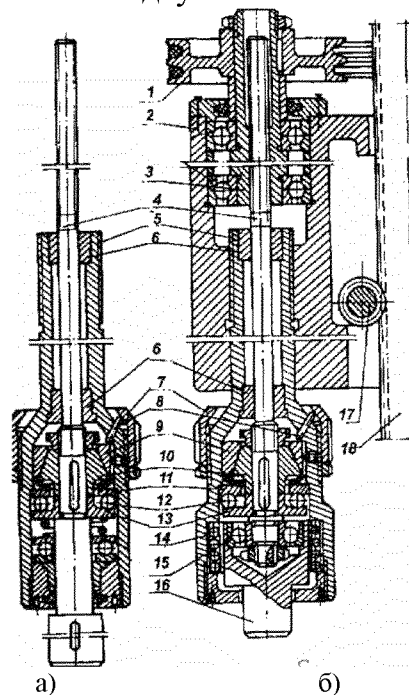
Змінна головка для подачі інструмента багатоцільового верстата має корпус 2, встановлений на стійці 18, по якій вона може переміщуватися за допомогою звичайного рейкового механізму 17 і фіксуватися в необхідному положенні.

В корпусі 2 на кулькових підшипниках 3 встановлена втулка 4, на якій консольно закріплений привідний шків 1 клинопасової передачі. В отворі втулки виконані шлиці, з якими з'єднаний шлицьовий хвостовик шпинделя (приводного вала)5.

У різьбовий отвір корпусу 2 входить зовнішня різьбова нарізка пінолі 6. На шпинделі 5, встановленому на підшипниках 7 у пінолі 6, закріплені привідна напівмуфта 11 фрикційної муфти й привідне кільце 14 кулькового вібратора. Ведена напівмуфта 10 фрикційної муфти встановлена в отворі пінолі і за допомогою тарілчастої пружини притиснута до штифтів 9, що впираються в гайку 8, зафіксовану в осьовому напрямку контргайкою. Профільне кільце 12 кулькового вібратора встановлене нерухомо в пінолі 6. До нього через кульки 13, розміщені в сепараторі, притиснуте кільце 14, закріплене на шпинделі 5 головки. При включенні приводного електродвигуна одержують обертання ведений шків 1 клинопасової передачі й втулка 4, що передає обертання через шлицьове з'єднання шпинделю 5 головки. Підпружинений в осьовому напрямку шпindel, через закріплене на ньому кільце 14, змушує кульки 13 перекочуватися по сферичній канавці з поглибленнями в кільці 12. Внаслідок

обертовий шпindel 5 одержує осьовий коливальний рух, параметри якого визначаються конструкцією кулькового вібратора.

Ведена напівмуфта 10 встановлена в пінолі 6 таким чином, що може з'єднуватися з привідною напівмуфтою, закріпленою на шпинделі 5, тільки при зворотному ході шпинделя. У результаті цього піноль 6 на різьбі періодично повертається в корпусі 2, забезпечуючи пульсуюче осьове переміщення пінолі й з'єднаному з нею робочому інструменту. Осьове положення напівмуфти 10 відносно пінолі 6 може встановлюватися за допомогою гайки. Зміна осьового положення веденої напівмуфти змінює час включення фрикційної муфти в процесі зворотного ходу шпинделя й кут повороту пінолі 6 на різьбі в корпусі 2, чим досягається регулювання величини осьового імпульсу чергового осьового переміщення пінолі. Таким чином, робочий імпульс головки відбувається кульковим вібратором у період, коли піноль не повертається на різьбі в корпусі, а періодичне осьове зміщення пінолі відбувається в



а) - змінний вузол; б) - змінна головка

Рисунок 3 – Змінний шпindelний вузол багатоцільового верстата

момент, коли робочий процес переривається.

У різбовий отвір пінолі 6 загвинчена гайка штовхача 15, пружна мембрана якого забезпечує постійний контакт кульки при обертанні і осьовому коливанні шпинделя. У результаті штовхач 15 робить коливальні осьові рухи й періодично зміщується разом з піноллю в осьовому напрямку, забезпечуючи виконання вищевказаних технологічних операцій. Для утримання штовхача при виконанні зазначених операцій, встановлена напрямна втулка 17, центрована по отвору пінолі.

В інструментальному шпинделі 16 закріплюється різальний інструмент, що виконує головний обертовий рух і пульсуючий рух подачі, який здійснюється імпульсним механізмом, що налагоджується попередньо на задану подачу. Для зміни виконуваної технологічної операції досить вивернути піноль 6 з корпусу 2 і на її місце поставити потрібний попередньо настроєний змінний вузол, призначений для виконання чергової операції.

Для зміни швидкості обертання шпинделя 5 головки або інструментального шпинделя 16 змінного вузла, відповідно до виконуваної технологічної операції, встановлено багатошвидкісний або регульований електродвигун, швидкість обертання якого може регулюватися в заданому діапазоні. Для повернення штовхача або інструментального шпинделя з інструментом у вихідне положення кінцевий перемикач шляхового керування (на рис.3 не показаний) реверсує привід і імпульсний механізм, періодично повертаючи піноль, повертає штовхач і інструмент у вихідне положення, де кінцевий вимикач автоматично включає привід. Установчі переміщення корпусу 2 по стійці 18 здійснюються рейковим механізмом. Для здійснення ручної подачі пінолі по зовнішній (циліндричній) її поверхні виконане рифлення.

На рис. 4 показаний привід верстата. Привід, дозволяє шляхом зміни налагодження одночасно змінювати робочу подачу при одночасному спрощенні механізму подачі.

На супорті 1 встановлюють каретку 9 з різцетримачем 2. У різцетримачі 2 закріплений різець 3. Супорт встановлений на поздовжніх напрямних верстата. Він має можливість поперечного переміщення для радіальної установки різця щодо заготовки 4, закріпленої в патроні 5.

На супорті 1 із протилежної сторони від різця встановлений другий тримач 7 з можливістю незалежного поперечного переміщення. У тримачі 7 встановлений ролик 6, що опирається на оброблювану поверхню деталі 4. Супорт 1 з'єднаний зі штоком 8 гідро- або пневмоциліндру 9. Пневмопривід необхідний для надання супорту рушійної сили в напрямку подачі, що переборює складові сили різання й сили тертя в напрямних і забезпечує притиснення ролика 6 до оброблюваної поверхні. Висока жорсткість і вібростійкість привода дозволяє ефективно його використовувати при обробці деталей в умовах серійного виробництва із застосуванням високопродуктивних режимів.

Поздовжня подача супорта, обчислена в міліметрах на оберт, безступенево регулюється за допомогою гвинта (на рис.4 не показаний), керованого рукояткою 10. Переміщення каретки 9 з різцетримачем 2 щодо тримача 7 з роликом 6 у поздовжньому напрямку змінює величину поздовжньої подачі. Для підвищення жорсткості привода й оброблюваної деталі з протилежної сторони від різця 3 підводять опорний ролик 6.

Відомі приклади конструкції механізму з вбудованим приводом подачі на зубообробних верстатах. Верстати 5А312, 5Б312 і їх модифікації мають незалежний

привід подачі від асинхронного електродвигуна змінного струму. Механізм вбудовування адаптивної системи (АС) для цих верстатів складається з перехідних фланця і втулки, призначених для заміни існуючого електродвигуна на двигун постійного струму.

Адаптивна система призначена для стабілізації моменту сили різання за допомогою автоматичного регулювання величини подачі. Джерелом інформації про величину сили різання служить струм навантаження головного двигуна. Робочим керуючим сигналом АС служить приріст сили струму навантаження головного електродвигуна верстата, викликаний силами різання, в порівняльному пристрої здійснюється відокремлення частини сигналу, що відповідає струму холостого ходу, щоб початкова подача відповідала

розрахунковій для даної оброблюваної деталі. Після врізання фрези в деталь сила струму навантаження зростає, збільшується керуючий сигнал датчика струму, що зменшує задавальну напругу, а отже, знижує швидкість двигуна подачі до величини, обумовленої величиною коефіцієнта підсилення системи й максимальним моментом сили різання. На ділянці виходу фрези з деталі подача збільшується до початкової. Аналогічно відбувається регулювання подачі при зміні твердості матеріалу заготовок і затупленні інструмента.

Для універсальних верстатів із частим переналагодженням частоти обертання шпинделя передбачений окремий блок автоматичної компенсації навантаження холостого ходу головного двигуна.

Ефективність застосування АС керування досліджували на верстаті 5К324 в умовах діючого дрібносерійного виробництва на московському ВО «Верстатобудівний завод» імені Серго Орджонікідзе. Схема АС керування верстатом моделі 5К324 представлена на рис. 5.

Деякі результати досліджень:

- застосування АС дозволяє при збереженні продуктивності зменшити рівень вібрацій за рахунок зниження подачі при максимальному навантаженні;

- розрахунок величини гребінців залежно від подачі й діаметра фрези доводить можливість збільшення подачі в 3-5 разів.

При випробуваннях верстатів з АС управління максимальна подача збільшувалася в 3 рази в порівнянні із записаною в технології, а шорсткість обробленого профілю зуба деталі відповідала 10-40 мкм.

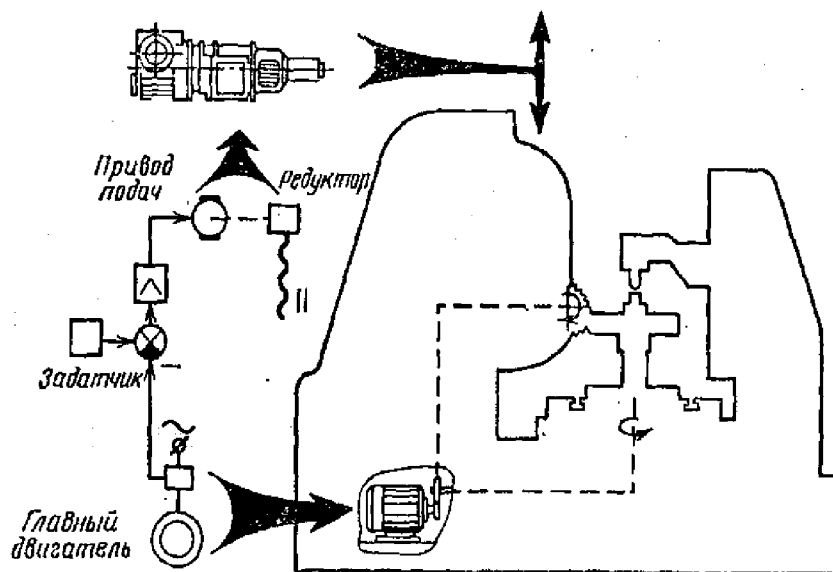


Рисунок 5 – Схема адаптивної системи привода зубообробного верстата 5К324

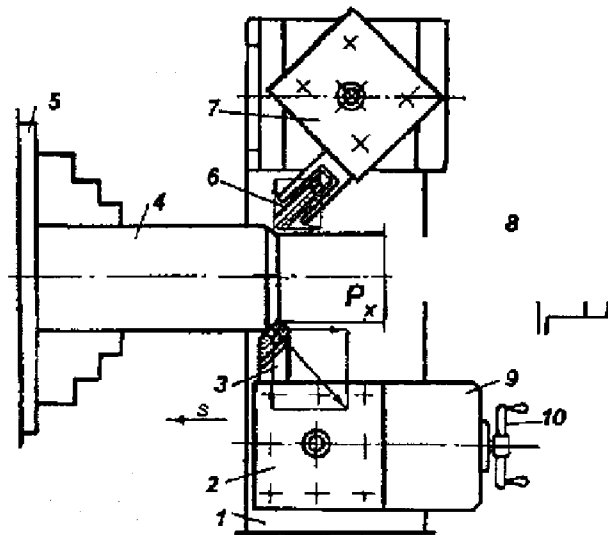


Рисунок 4 – Привод багатоцільового верстата

В процесі дослідження впливу АС на точність обробки виявилася можливість поліпшення якісних показників точності колеса до одного ступеня за рахунок стабілізації сили різання.

Безперервний і постійний прогрес технології й безперервне підвищення вимог до якості випускаємої продукції, висувають все нові вимоги до технологічних можливостей верстатного обладнання. Особливо гостро стоїть завдання розширення технологічних можливостей гнучких автоматичних виробництв. Об'єднання чорнових і чистових технологічних операцій на багатоопераційних верстатах загострило протиріччя "навантаження - точність". Це викликало ряд конкретних конструктивних методів вирішення цього протиріччя. Однак збільшення кількості рішень вказаного протиріччя, побудованих на традиційних засадах, знижує їх відносну ефективність та вимагає нового підходу до проблеми розширення технологічних можливостей верстатів.

Новий підхід заснований на зміні традиційного розподілу потоків потужності в приводі.

Проведені дослідження та практика машинобудівних підприємств, порівняльні випробування створених на новій основі приводів подач, наприклад, пінольного типу, показали, що їхня точісна надійність у два рази вища, ніж надійність приводів, створених на традиційній основі.

Результати випробувань і експлуатації адаптивної системи приводу подач зубообробних верстатів дозволяють зробити наступні висновки:

1. Ефективність застосування АС залежить від прийнятої на заводі технології обробки зубчастих коліс.

2. Зі збільшенням модуля й числа зубців оброблюваних коліс ефективність застосування АС збільшується.

3. Машинний час обробки скорочується від 10 до 40%.

4. Чистота поверхні зубців залежить від мінімальної подачі, а величина максимальної подачі при вході фрези в деталь визначається ударною міцністю зубців.

5. Скорочується час переналадження верстата для обробки в умовах індивідуального й дрібносерійного виробництва, тому що при наявності АС на верстаті один раз за допомогою змінних шестерень встановлюється максимально

припустима подача, а переналагодження на обробку різних деталей проводять шляхом зміни настроювання системи.

6. В умовах масового виробництва не потрібно ніяких налагоджень і переналагоджень.

7. Спостерігається збільшення стійкості інструмента, а наявність індикації, робочої подачі дозволяє побічно оцінити ступінь його затуплення по величині зниження максимальної подачі в процесі обробки і тим самим визначати найбільш раціональний час стійкості черв'ячної фрези.

8. Від впровадження АС керування на зубофрезерних верстатах досягається значна економічна ефективність.

## Список літератури

1. Адаптивное управление технологическими процессами / Ю.М. Соломенцев, В.Г. Митрофанов, С.П. Протопов и др. - М.: Машиностроение, 1980. - 536 с.
2. Пестунов В.М., Кариков Е.А. Повышение точности и производительности металлорежущих станков.- К.: Техніка, 1979. - 96 с.
3. Пестунов В.М., Лысенко А.В. Переналаживаемые системы станочного оборудования // Техника машиностроения.- 2000. - № 4. - С. 14-19.

*В. Пестунов, О. Стеценко*

### **Переналаживаемые станочные системы**

В статье обоснована необходимость создания переналаживаемых станочных систем и показаны пути повышения эффективности станков созданием принципиально новых структурных схем привода.

*V. Pestunov, O. Stecenko*

### **A re-adjustable machine tool systems**

The article justified the need for a re-adjustable machine tool systems and shows ways to improve the tools to create fundamentally new structural schemes drive.

Одержано 02.11.09