

УДК 621.951

В.М. Пестунов, проф., канд. техн. наук, В.М. Бабич, доц.

Кіровоградський національний технічний університет

Вирішення проблем глибокого свердління нетрадиційними методами

У статті описані нетрадиційні методи вирішення проблем глибокого свердління, що ґрунтуються на перерозподілі потоків потужності та навантаження між приводом головного руху верстата і приводами подачі, підведення охолоджувальної рідини. Вони направлені на поліпшення умов обробки, удосконалення інструмента, вузлів і механізмів верстатів і пристосувань. Наведені схеми і конструкції нових силових головок, пристроїв для захисту від поломки при перевантаженнях, подрібнення і відведення стружки та ін. Це дозволяє створювати оптимальні умови процесу обробки і функціонування обладнання, підвищує його надійність і ефективність.

глибоке свердління, свердло, потік потужності, навантаження, перерозподіл, виконавчий орган, привод, подача, охолодження, подрібнення стружки, силова головка

Глибоке свердління, як відомо, відноситься до трудомістких технологічних операцій і пов'язане з великими труднощами. При ньому ускладнюється відведення стружки, утворюється значна кількість тепла, погіршуються умови охолодження ріжучої частини свердла. При обробці глибоких отворів спіральним свердлом відбувається значне відхилення свердла і викривлення осі оброблюваного отвору.

Верстати, на яких виконують глибоке свердління, як правило, мають кілька потоків потужності від джерел енергії до технологічної зони обробки. Кількість цих потоків, звичайно, визначається числом складових руху формоутворення, а співвідношення величин потужності, що передається цими потоками і витрачається на процес, залежить від схеми обробки. При свердлінні, як і при інших операціях обробки різанням, співвідношення ефективної потужності, що передається кінематичними ланцюгами головного руху та подачі, визначається, головним чином, режимами різання та геометрією інструмента. Такий розподіл потужності вважається очевидним і визначає традиційні методи поліпшення вихідних характеристик машин. Ці методи спрямовані переважно на вирішення протиріччя „навантаження – точність” шляхом удосконалення елементів, що визначають вихідні характеристики машин, і не враховують потоки потужності та структуру привода.

За цими методами, вибравши схему обробки і призначивши режими, тим самим визначають умови навантаження виконавчих органів і кінематичних ланцюгів, які істотно впливають на вихідні характеристики машин. Величина потоку потужності, що передається різними кінематичними ланцюгами, і викликане ним навантаження елементів по-різному впливають на вихідні характеристики машин. Так, у верстатах характеристики за точністю, точнісною надійністю і довговічністю залежать, головним чином, від умов навантаження привода подачі, напрямних та інструмента.

Традиційні методи вирішення цієї проблеми полягають у створенні таких умов навантаження зазначених елементів при заданих режимах обробки, які відповідають максимально можливому поліпшенню вихідної характеристики за точністю та іншими параметрами.

Вирішення цієї проблеми можливе зміною потоків потужності й навантаження, що визначаються традиційним їх розподілом у приводі. З іншого боку відомо, що

помилки, допущені на етапі вибору структурної схеми, не піддаються виправленню на наступних етапах проектування. Тому при виборі структурної схеми привода потрібний системний підхід, який дозволяє враховувати всі можливі варіанти структурних рішень і вибирати найраціональніший за вихідними характеристиками варіант.

Можливість такої оцінки варіантів структури привода проектного верстата дає його схема [1], що зображена на рис. 1. Ця схема дозволяє змінювати навантаження у межах заданих режимів обробки і створювати оптимальні умови функціонування виконавчих органів і привода, що визначають вихідні характеристики, суміщати оптимальні параметри процесу обробки з оптимальними умовами функціонування основних вузлів і механізмів привода верстата. Це розширює технологічні можливості верстата і підвищує його ефективність.

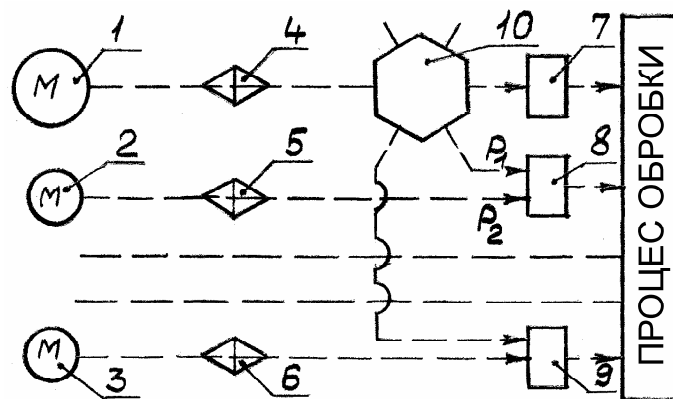


Рисунок 1 – Схема привода верстата

Привод має електродвигуни 1–3, які через ланки настроювання 4–6 кінематично з'єднані з виконавчими органами 7–9, що забезпечують процес обробки. Кінематичні ланцюги додатково з'єднані через диференціальний механізм 10. Цей механізм установлений послідовно в одному з кінематичних ланцюгів і кінематично з'єднаний із виконавчими органами. Він має на виході число ступенів свободи, що дорівнює числу кінематичних ланцюгів, які забезпечують процес обробки і беруть участь у перерозподілі навантаження приводів.

При вмиканні електродвигунів 1–3 по кінематичних ланцюгах через ланки настроювання 4–6 рух надається виконавчим органами 7–9, на які привод здійснює відповідну дію. Одночасно рух надається і диференціалу 10, виконаному, наприклад, у вигляді планетарної передачі, що має на виході таке число ступенів свободи, як і число кінематичних ланцюгів, які беруть участь в одержанні складного руху формоутворення. У наслідку на виконавчий орган 8 верстата здійснюють силовий вплив уже не один, а два кінематичні ланцюги привода, які й сприймають його технологічне навантаження. Кінематичний ланцюг подачі на виконавчий орган 8 діє силою P_2 , а на диференціал – силою P_1 . Оскільки зазначені сили сприймають технологічне навантаження і сили опору переміщенню виконавчого органа, то механізм подачі сприймає лише частину навантаження. Величина цього навантаження визначається параметрами диференціала 10 і може бути будь-якою заздалегідь заданою, тобто відповідною оптимальному значенню для умов функціонування привода.

Аналогічна картина спостерігається і з іншими виконавчими органами верстата.

Отже, при певних режимах обробки співвідношення навантаження кінематичних ланцюгів може бути перерозподілене у будь-якому заздалегідь заданому відношенні. Це дозволяє створювати умови оптимального функціонування кінематичних ланцюгів і механізмів, що визначають вихідні характеристики верстата, суміщати умови їх

оптимальної роботи з оптимальними параметрами процесу обробки. Одночасно збільшується навантаження, наприклад, привода головного руху. Але, оскільки привод, що розвантажує інші приводи (у цьому прикладі привод головного руху), має відносно менші втрати при передаванні потужності, загальні втрати у верстаті зменшуються.

Таким чином, зображена на рис. 1 схема дозволяє змінювати традиційний розподіл потоків потужності у приводі верстата. Деякі можливості вирішення проблем глибокого свердління на основі цієї схеми наведені далі.

Для поліпшення умов обробки спіральні свердла оснащують трубками для підведення змащувально-охолоджувальної рідини (ЗОР), розташованими з боку спинки зуба. Ці трубки знижують міцність свердла. Для усунення цього недоліку пропонується трубку для підведення ЗОР розміщувати у стружковідвідній канавці, що закінчується розвантаженим ріжучим лезом [2]. Конструкція такого твердосплавного свердла з асиметричною підточкою ріжучих лез зображена на рис. 2. В осьовому отворі державки 1 закріплено свердло 2, що має дві спіральні канавки 3 і 4, які закінчуються ріжучими лезами 5 і 6. Ці леза підточені з ексцентриситетом e відносно осі свердла. У спіральну канавку 4 закатана трубка 7, що з'єднана з магістраллю подачі ЗОР.

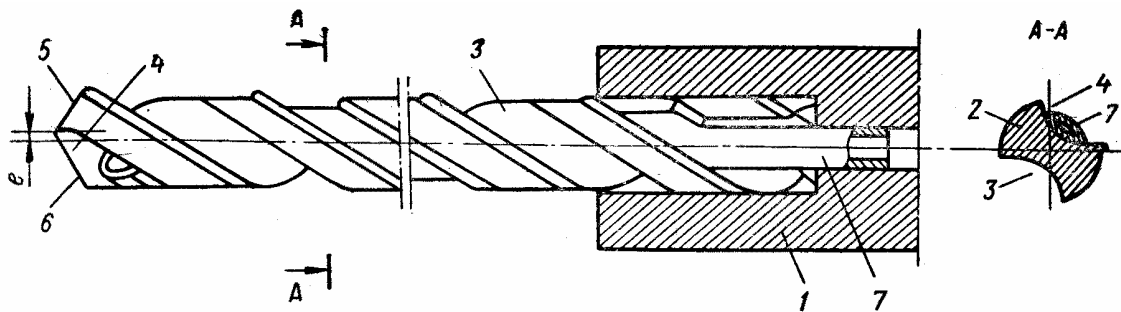


Рисунок 2 – Свердло з трубкою для підведення ЗОР

Під час свердління через ексцентричне виконання ріжучих лез 5 і 6 основний шар металу знімає лезо 5, а лезо 6 – незначний по ширині й товщині шар. Внаслідок цього основна маса стружки відводиться через канавку 3, а через канавку 4 – незначна кількість стружки. Це дозволяє зменшити перетин канавки 4, розмістивши в ній трубку 7 підведення ЗОР. Цим підвищується міцність свердла і появляється можливість внутрішнього підведення ЗОР при свердлінні отворів малих діаметрів (менших 6 мм) твердосплавними свердлами.

ЗОР подається під тиском через трубку 7, проникає безпосередньо в зону різання, вимиває стружку через канавку 3 і частково через канавку 4, охолоджуючи ріжучі леза.

Успішність виконання операції глибокого свердління в значній мірі залежить від поздовжньої стійкості стебля свердла. Дослідження цієї стійкості для свердла 1, що встановлене за традиційною схемою (рис. 3, а), показали, що критичному значенню осьової сили P відповідає відношення $b/a = 0,5 \div 0,6$. Але при встановленні додаткової рухомої опори 2 (рис. 3, б – е) і забезпеченні відношення $b/a = 0,3 \div 0,85$ величина критичної сили зростає у 1,5 – 2 рази, а коефіцієнт стійкості стебля – більше, ніж у 3 рази.

При глибокому свердлінні не застосовується встановлення свердел із додатковими рухомими опорами через складність забезпечення постійного співвідношення відстаней між проміжними опорами. Максимальну стійкість може мати стебло свердла, встановленого за схемою рис. 3, б, якщо зміна відстані l_1 між опорами під час свердління буде відбуватися пропорційно швидкості робочої подачі. Проте для цього потрібна складна система переміщення опор за допомогою окремих приводів.

Основою для розробки схеми встановлення свердла з проміжними опорами, що приводяться в рух механізмом подачі через механізм перерозподілу навантаження, може бути універсальна структурна схема привода верстатів із перерозподілом навантаження. На відміну від традиційного способу керування переміщенням проміжних опор у функції швидкості робочої подачі механізм перерозподілу навантаження забезпечує керування переміщенням у функції осьового навантаження, яке діє на пружні елементи, що розділяють опори. Це дозволяє значно спростити схему й конструкцію механізму керування переміщенням опор. Так, завдяки встановленню підпружинених проміжних опор у телескопічно з'єднаних втулках 3 (рис. 3, *е*) забезпечується рівномірний змін відстаней l_1 між опорами під час робочої подачі. При цьому

$$l_1 = [l + (n - 1)h] / n, \quad (1)$$

де l – задана глибина свердління;

n – число прольотів між опорами;

h – ширина проміжної опори.

Із виразу (1) видно, що багатоопорне встановлення свердла веде до збільшення його довжини при заданій глибині свердління. Це вказує на можливість вибору оптимального співвідношення між числом опор і доцільним ступенем підвищення поздовжньої стійкості свердла.

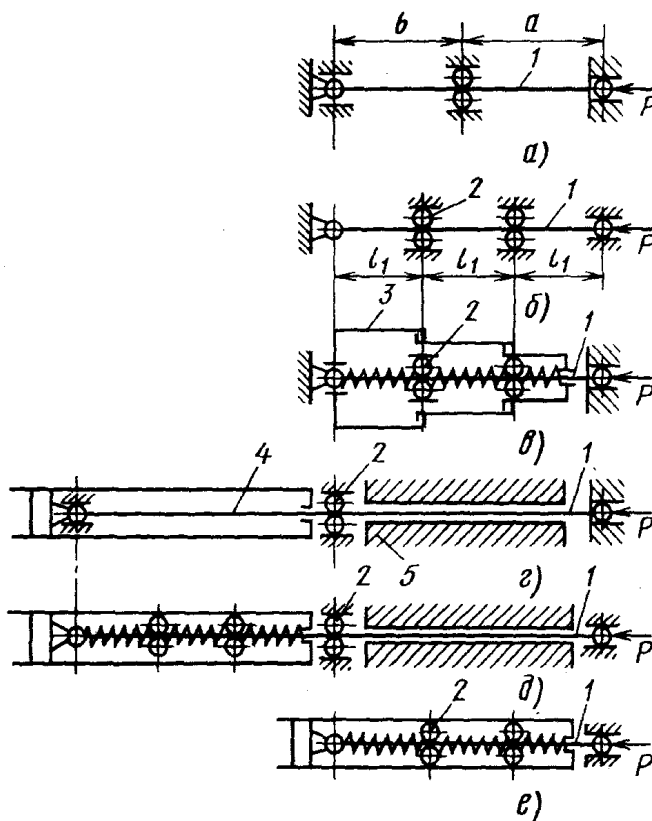


Рисунок 3 – Схеми встановлення свердла для глибокого свердління і з'єднання його з приводом

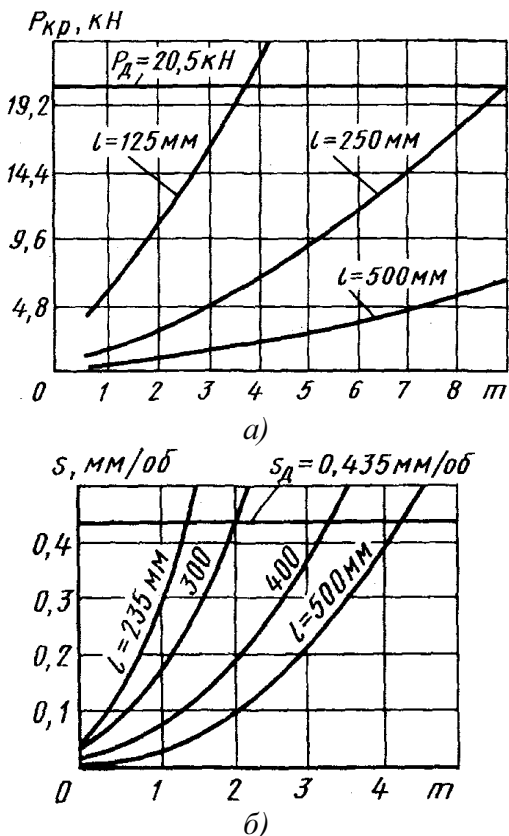


Рисунок 4 – Залежність сили $P_{кр}$ (а) і подачі s (б) свердла Ø6 мм від числа m проміжних опор при різних глибинах l свердління

На рис. 4, *а* наведені графіки залежності критичної сили $P_{кр}$, розрахованої за формулою Ейлера, від числа $m = n - 1$ проміжних опор і заданої глибини l свердління

сталі свердлом діаметром 6 мм при $h=10$ мм. Із них видно, що зі збільшенням числа m сила $P_{кр}$ зростає, причому інтенсивність її зростання залежить від заданої глибини свердління. Пряма, що відповідає осьовій силі P , допустимій за умовами міцності робочої частини свердла, обмежує область доцільного збільшення сили $P_{кр}$ при уведенні проміжних рухомих опор.

Із наведених на рис. 4, б залежностей подачі s свердла діаметром 6 мм від числа m опор при різній глибині l свердління видно, що зі збільшенням l зростає й число опор, але зі збільшенням l ефективність уведення кожної наступної опори знижується. Це показує, що введення однієї рухомої проміжної опори ефективне лише при порівняно невеликій глибині l . Пряма, що відповідає подачі s_d , допустимій за умовами міцності свердла, обмежує область доцільного збільшення числа проміжних рухомих опор для заданої глибини свердління.

Оскільки збільшення числа проміжних рухомих опор сприяє збільшенню критичної сили, для процесу глибокого свердління фактично знімається обмеження за поздовжньою стійкістю стебла свердла, і продуктивність обмежується технологічними параметрами міцності процесу звичайного свердління.

На підставі досліджень (за схемою рис. 3, в) розроблена конструкція рухомого кондуктора (рис. 5). Кондуктор має телескопічно з'єднані рухомі корпуси 2, 4 і 6 із кондукторними втулками 3, 5 і 7 відповідно, розділеними пружинами 13, 12 і 11. Корпус 2 закріплений на пінолі 1 силової головки або рухомому вузлі агрегатного верстата. Свердло 10, установлене в шпинделі верстата, опирається на втулки 3, 5 і 7, рівномірно розташовані по його довжині. Рухомий кондуктор може напрямлятися за допомогою штирів 9 у пристосуванні, в якому закріплена заготовка 8.

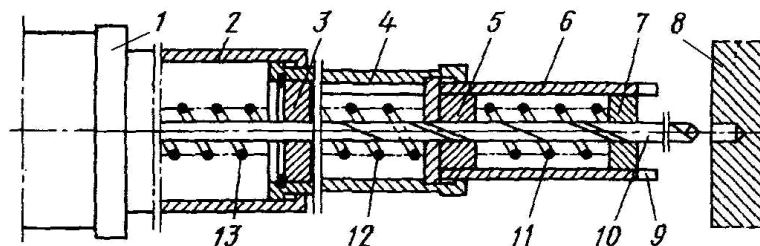


Рисунок 5 – Рухомий кондуктор

Під час робочої подачі корпуси 2, 4 і 6 переміщуються в осьовому напрямку. При цьому пружини забезпечують рівномірне зменшення відстані між кондукторними втулками, що підвищує поздовжню стійкість свердла, а це дозволяє збільшити подачу і підвищити продуктивність свердління. З іншого боку, зі збільшенням числа проміжних опор значно зростає необхідна довжина свердла при заданій глибині свердління. Це протиріччя можуть вирішити принципово нові схеми встановлення свердла і з'єднання його з приводом верстата.

У схемі за рис. 3, г проблема підвищення поздовжньої стійкості стебла свердла зведена до проблеми підвищення стійкості штока 4 гідропривода подачі шляхом використання напрямної втулки 5.

Механізм привода для глибокого свердління (рис. 6, а), що відповідає схемі, наведений на рис. 3, д, має корпус 2, у якому на підшипниках установлений шпиндель 4, виконаний у вигляді гідроциліндра і з'єднаний із втулкою 1 привода. Шток 5 поршня 3 жорстко з'єднаний зі свердлом 7 і направляється втулкою 6.

У механізмі (рис. 6, б), розробленому за схемою рис. 3, е, підвищення поздовжньої стійкості штока 4 досягається шляхом установлення проміжних опор 6, що мають канали для проходу масла. Між поршнем 2, опорами 6 і внутрішньою торцевою поверхнею гідроциліндра 3 розміщені пружини 7 однакової жорсткості. Під час робочої

подачі, що здійснюється гідроприводом, поршень стискає пружини, які забезпечують рівномірне переміщення проміжних опор у напрямку подачі при рівномірному взаємному зближенні. Механізм гідроподачі надає свердлу 5 зворотно-поступальний рух і забезпечує (згідно із заданою програмою) подачу робочої рідини в праву або ліву порожнину корпусу 1 гідроциліндра. Керування циклом роботи гідропривода і настроювання на задану програму здійснюються пристроями шляхової автоматики.

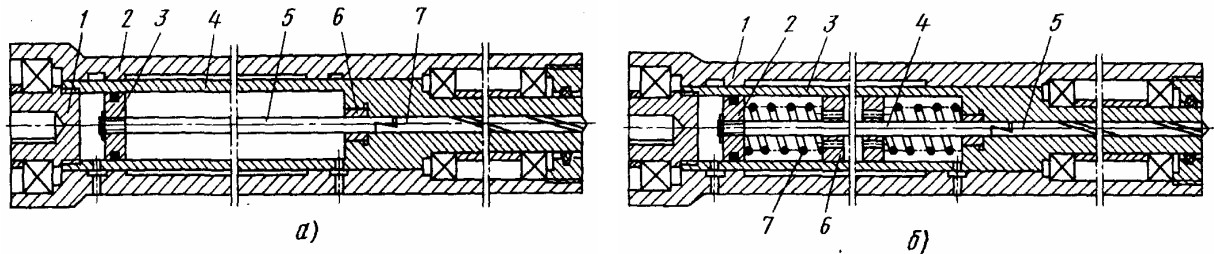


Рисунок 6 – Механізми привода для глибокого свердління

Силовa головка для глибокого свердління (рис. 7) має корпус 3, гідроциліндр 5, поршень 4, циліндричні стержні 6 (закріплені в кришках 2 і 10 гідроциліндра), свердло 7 і його проміжні рухомі опори 8. Хвостовик свердла вставляють у поперечний паз у поршні 4; від осьового зсуву свердло утримує фіксатор, що включає в себе кульку 13, гвинт 14 і пружину 15. Опори 8 розділені пружинами 9 однакової жорсткості. При вмиканні електродвигуна обертання його вала 1 передається кришці 2, синхронно з якою обертаються циліндр 5, стержні 6, поршень 4, опори 8, кришка 10 і свердло 7.

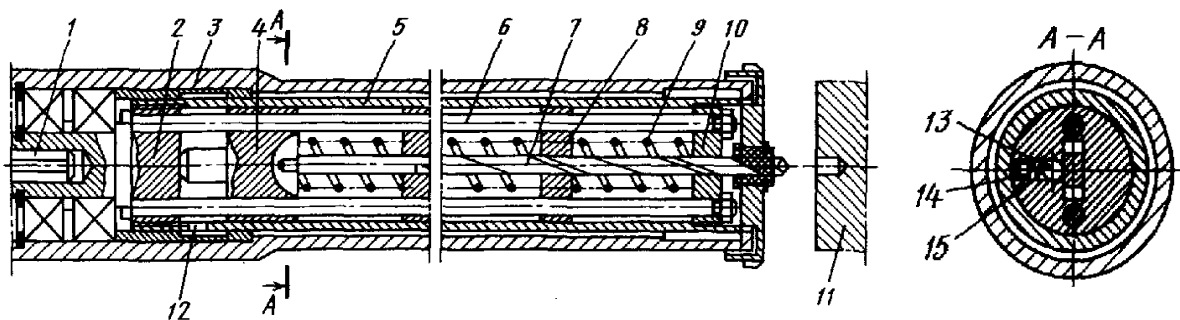


Рисунок 7 – Силовa головка для глибокого свердління

Зворотно-поступальний рух свердлу надає гідропривод (на рис. 7 не показаний). Масло від установленого в корпусі гідророзподільника через отвір 12 під тиском подається в гідроциліндр. При цьому поршень, стискаючи пружину, швидко підводить свердло до заготовки 11. Перехід на робочу подачу здійснюється системою шляхової автоматики (на рисунку не показана), що перемикає дросель подачі масла в циліндр. Після закінчення обробки порожнина розподільника з'єднується з баком, і пружини повертають поршень зі свердлом у вихідне положення. Рухомі проміжні опори запобігають згинанню свердла, підвищуючи його повздовжню стійкість.

Усі розглянуті механізми для глибокого свердління дозволяють підвищити поздовжню стійкість свердла і виключити її з числа параметрів, що обмежують граничну глибину свердління при обробці деталей на багатоопераційних верстатах.

Управління подачею у функції навантаження з метою підвищення точності обробки шляхом зміни потоків потужності між приводами головного руху й подачі реалізоване в конструкції силової головки [3], що зображена на рис. 8. Головка має

корпус 1, піноль 2, виконану у вигляді штока з поршнем 3, шпиндель 4, втулку 5, пасову передачу 6, зубчасті колеса 7 і 8, електродвигун 9, свердло 10.

У корпусі 1 змонтований циліндр гідропривода подачі, в якому розміщена піноль 2. З торців циліндр закритий кришками 11 і 12, які служать опорами пінолі. В пінолі на підшипниках установлений шпиндель 4. Він шпонкою з'єднаний із втулкою 5, яка за допомогою пасової передачі 6 і зубчастих коліс 7 і 8 з'єднана з двигуном 9.

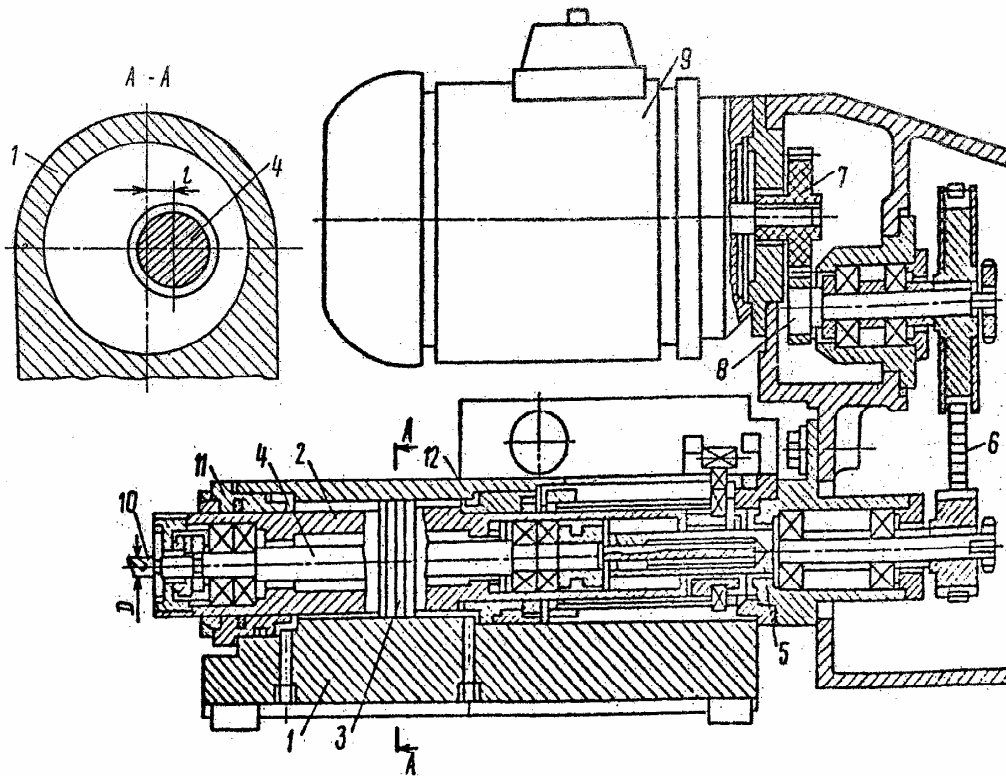


Рисунок 8 – Силова головка з ексцентричним розташуванням шпинделя і штока циліндра подачі

При вмиканні двигуна 9 по зазначеному кінематичному зв'язку шпиндель 4 з установленим в ньому свердлом 10 одержує обертання. Гідропривод подачі забезпечує зворотно-поступальний рух поршня пінолі 2 і разом із нею шпинделю 4 зі свердлом.

Поршень 3 має ексцентрично розташований шток, тому при створенні тиску в циліндрі на робочу поверхню поршня діє рушійна сила, яка прикладена ексцентрично відносно осі шпинделя 4 і забезпечує рух поршня 3 разом із піноллю 2 і шпинделем 4. Причому ця сила притискує піноль до однієї і тої ж поверхні напрямних, виконаних у кришках 11 і 12. Це створює визначеність базування пінолі 2 на протязі всього робочого ходу та холостих переміщень незалежно від зміни величини й напрямку технологічного навантаження, бо це навантаження завжди прикладене в межах круга, що має такий же діаметр, як і діаметр установленого в шпинделі свердла. Для запобігання повороту пінолі в циліндрі корпусу вона з'єднана з корпусом шпонкою.

Величина ексцентриситету $l \geq D/2$, де D – максимальний діаметр свердла, що може бути встановлене в шпинделі.

Отже, ексцентричне розташування шпинделя відносно з'єднаного з ним поршня гідроциліндра подачі забезпечує його стабільне базування під час роботи і підвищення точності обробки.

Інша конструкція силової головки пінольного типу [4], що дозволяє здійснювати повний цикл зворотно-поступальних переміщень без реверсування привода головного руху, зображена на рис. 9. Це досягається шляхом застосування самогальмівної

гвинтової пари, встановленої паралельно несамогальмівній парі у відомих головках, причому гайка самогальмівної пари кінематично зв'язана зі шпинделем, а її гвинт – із валом привода, а також із корпусом головки електромагнітним гальмом.

Головка складається з корпусу 1, пінолі 2 зі шпинделем 3, електродвигуна 4, редуктора 5, приводного вала 6, різьбовий кінець якого спряжений зі шпинделем. На шпинделі встановлена шестірня 7, яка входить у зачеплення із зубчастим вінцем гайки 8, закріпленої на пінолі 2. Гвинт 9 установлений нерухомо в осьовому напрямку в корпусі 1 і зв'язаний із приводним валом 6 парами шестерень 10-11, 12-13 і електромагнітними муфтами 14 і 15, а із корпусом 1 – електромагнітним гальмом 16.

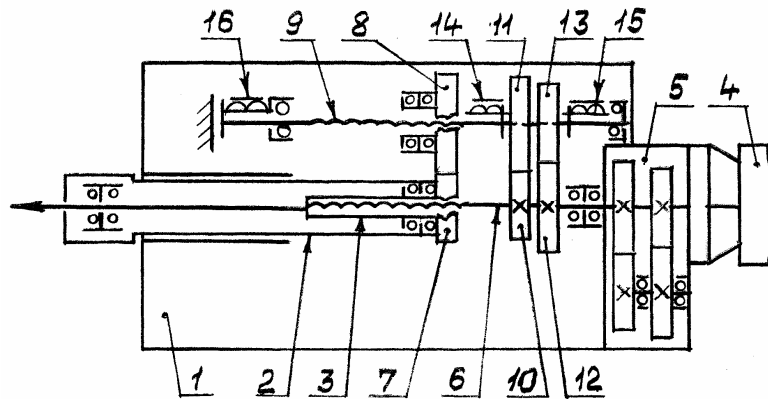


Рисунок 9 – Силова головка без реверса привода головного руху

При вмиканні двигуна 4 обертальний рух через редуктор 5, приводний вал 6 передається шпинделю 3 із закріпленим в ньому інструментом. Під дією крутного моменту сил різання в передачі вал 6 – шпиндель 3, що являє собою гвинтову пару, виникає осьова сила, напрям якої збігається з напрямом робочої подачі, а величина перевищує осьову складову сил різання. Надлишкова сила сприймається парою гвинт 9 – гайка 8 механізму керування.

Швидкість робочої подачі залежить від співвідношення кроків різьбової частини приводного вала 6 і гвинта 9, передаточних відношень передач 7-8, 10-11 і визначається за формулою

$$S_0 = Hh \frac{i_2 - i_1}{H + hi_2}, \quad (2)$$

де S_0 – подача на оберт;

H – крок гвинта приводного вала 6;

h – крок гвинта 9;

i_1 і i_2 – передаточні відношення шестерень відповідно 10-11 і 7-8.

Змінюючи відношення i_1 і i_2 , можна одержати будь-яку необхідну швидкість робочої подачі. При цьому повинна виконуватися умова $i_2 > i_1$.

Якщо передаточне відношення шестерень 12-13 дорівнює i_3 і менше передаточного відношення шестерень 7-8, тобто $i_3 < i_2$, то при вимкненій муфті 14 і увімкненій муфті 15 напрям переміщення пінолі 2 зміниться на зворотний зі швидкістю

$$S'_0 = -Hh \frac{i_3 - i_2}{H + hi_2}. \quad (3)$$

Отже, при цьому буде забезпечене швидке відведення пінолі у вихідне положення.

Якщо муфти 14, 15, 16 вимкнені, піноль залишається нерухомою, бо нарізка гвинта 9 самогальмівна і він буде обертатися разом із гайкою 8. Це дозволить фіксувати піноль у потрібному положенні, наприклад, на початку і в кінці циклу, і підвищує надійність роботи головки.

Швидкі переміщення в напрямі робочої подачі виконуються при вимкнених муфтах 14, 15 і увімкненому гальмі 16. Це відповідає нульовому передаточному відношенню від вала 6 до гвинта 9. При цьому швидкість переміщень дорівнює

$$S_0'' = Hh \frac{i_2}{H + hi_2}. \quad (4)$$

Швидкі переміщення можуть бути одержані також за допомогою додаткового кінематичного ланцюга, паралельного ланцюгу 10, 11, 14, 12, 13, 15. Керування електромагнітними муфтами здійснюється за допомогою шляхової автоматики.

Якщо необхідно одержати дві робочі подачі, паралельно шестірням 10, 11 може бути встановлена ще одна пара шестерень і електромагнітна муфта.

Для підвищення ефективності подрібнення стружки при глибокому свердлінні за рахунок перетворення пульсуючого тиску ЗОР розроблено пристрій (рис. 10), в якому в каналі подачі ЗОР на стержні свердла встановлена дросельна шайба.

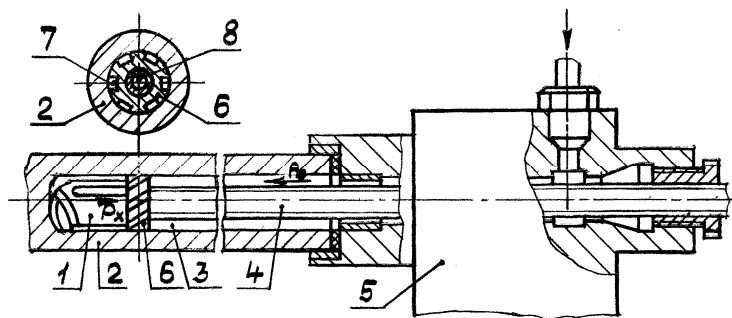


Рисунок 10 – Пристрій для подрібнення стружки при глибокому свердлінні

Під час свердління ріжучою головкою 1 отвору в деталі 2 в порожнину 3 між стеблом 4 свердла і обробленою поверхнею деталі подається від маслоприймача 5 під пульсуючим тиском ЗОР. ЗОР дроселюється шайбою 6 із канавками 7, відведення стружки здійснюється через внутрішній канал 8 у стеблі свердла. Для виникнення пульсацій ЗОР і подрібнення зливної стружки в системі підведення ЗОР у порожнину 3 створюється пульсуючий тиск рідини, який діє на шайбу 6. Збільшення тиску викликає пружну деформацію (розтягування) стебла 4, а його зниження повертає стебло у вихідне положення. Так пульсація тиску підведеної ЗОР викликає пульсуючу деформацію стебла свердла й осьові коливання ріжучої головки, що забезпечує подрібнення зливної стружки.

Для підвищення ефективності процесу свердління частота пульсації підведеної ЗОР задається у функції швидкості обертання заготовки й свердла. Для надійного подрібнення стружки величина змінної складової пульсуючого тиску повинна забезпечувати пружну деформацію стебла, більшу величини подачі. Для збільшення глибини вібраційного свердління стебла свердла надають (наприклад, за допомогою кулькового вібратора) синхронні осьові коливання, які створюють обернену за знаком деформацію стебла.

Інший спосіб подрібнення стружки полягає у наданні свердлильному шпинделю нерівномірної подачі (рис. 11). Обертання від втулки 8 через шліцьове з'єднання приводного вала 1 передається шпинделю 7 через циліндричну пружину 4 і муфту 5

однобічної дії. Пружина 4, контактуючи своєю зовнішньою циліндричною поверхнею з внутрішньою поверхнею різбової пінолі 2, захоплює її, примушуючи вигвинчуватися з корпусу 3 у напрямку деталі. При збільшенні крутного моменту на шпинделі 7 відбувається скручування пружини 4, що викликає зменшення її контакту з піноллю. Внаслідок зменшення фрикційного зв'язку між пружиною та піноллю зменшується подача, що призводить до зменшення навантаження на шпинделі. Зменшення крутного моменту викликає збільшення зовнішнього діаметра пружини, що збільшує подачу, бо контакт між піноллю та пружиною збільшується. Цикл триває до повного закінчення обробки.

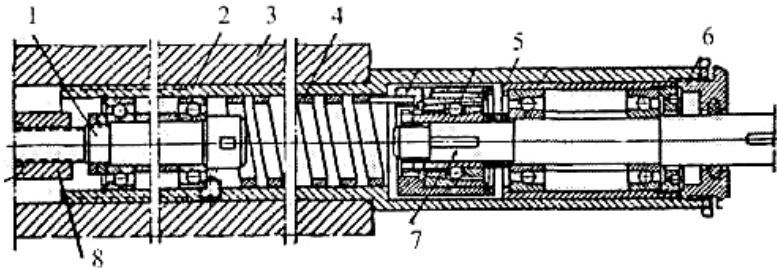


Рисунок 11 – Подрібнення стружки нерівномірною подачею шпинделя

Для повернення пінолі у вихідне положення здійснюють реверсування привода обертання шпинделя. Якщо це відбувається під час обробки, то щоб уникнути поломки інструмента від стружки, між пружиною і шпинделем встановлюють муфту вільного ходу 6, яка при реверсуванні розклинюється, і шпиндель не обертається.

Регулюють механізм гайкою 6 шляхом осьового переміщення втулки з опорами шпинделя. При осьовому зсуві втулки пружина 4 стискується, що викликає збільшення її зовнішнього діаметра і контакту пружини з піноллю.

Для захисту свердла від перевантаження та його поломки під час обробки і на виході з наскрізного оброблюваного отвору запропоновано спосіб [5], який полягає в тому, що під час обробки здійснюється контроль потужності різання і за його результатами регулюється швидкість робочої подачі так, що при збільшенні потужності різання подача зменшується, а при досягненні швидкістю подачі нижньої межі регулювання свердло виводиться з отвору.

Схема здійснення цього способу зображена на рис. 12, де 1 – оброблювана заготовка; 2 – затискне пристосування; 3 – ріжучий інструмент; 4 – свердлильна головка; 5 – електродвигун привода головного руху; 6 – датчик потужності різання; 7 – перетворювач сигналу датчика; 8 – порівнювальний пристрій; 9 – програмний пристрій; 10 – керуючий пристрій; 11 – привод подачі.

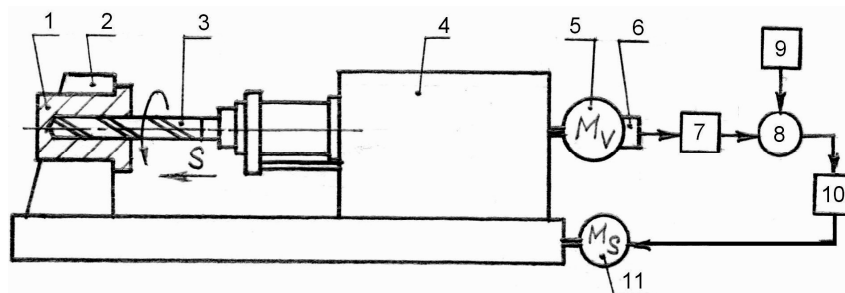


Рисунок 12 – Схема способу глибокого свердління

Спосіб здійснюється так. Заготовку 1 закріплюють у пристосуванні 2. Інструмент 3, встановлений у шпинделі свердлильної головки 4, одержує обертання від

двигуна 5 привода головного руху. У двигуні 5 встановлений датчик 6, що контролює потужність різання. Сигнал датчика 6 через перетворювач 7 подається в порівнювальний пристрій 8, куди одночасно надходить і нормований сигнал від програмного пристрою 9. Результуючий сигнал подається в керуючий пристрій 10, який при збільшенні потужності через керований привод 11 зменшує швидкість робочої подачі інструмента, запобігаючи таким чином поломці інструмента на виході його з наскрізного оброблюваного отвору, а при досягненні швидкістю подачі нижньої межі регулювання свердло виводиться з отвору.

Отже, вирішення проблем глибокого свердління можна ефективно здійснювати нетрадиційними методами на основі зміни потоків потужності та навантаження між приводом головного руху та приводами подачі, підведення ЗОР і закріплення свердла.

Список літератури

1. Пестунов В.М. Диалектика развития привода металлорежущих станков // Станки и инструмент. – 1996. - № 8. – С. 32 – 36.
2. А.с. 469545 СССР М. Кл. В 23b 51/06. Двухлезвийное твердосплавное спиральное сверло / Пестунов В.М., Лебедев Ю.В. – № 1804631/25-8; Заявлено 03.07.72; Опубл. 05.05.75, Бюл. № 17.
3. А.с. 1798119 А1 СССР М. Кл. В 23Q 37/00. Силовая головка / Крыжановский В.А., Пестунов В.М. – № 4939522/08; Заявлено 24.05.91; Опубл. 28.02.93, Бюл. № 8.
4. А.с. 464397 СССР М. Кл. В 23b 47/24, В 23g 37/00. Силовая головка / Пестунов В.М. и др. – № 1975347/25-8; Заявлено 11.12.73; Опубл. 25.03.75, Бюл. № 11.
5. Патент № 66209 Україна. МПК (2011.01) B23Q 15/00. Спосіб глибокого свердління / Пестунов В.М., Бабич В.М. – u201107479; Заявлено 14.06.11; Опубл. 26.12.11, Бюл. № 24.

В. Пестунов, В. Бабич

Решение проблем глубокого сверления нетрадиционными методами

В статье описаны нетрадиционные методы решения проблем глубокого сверления, которые основаны на перераспределении потоков мощности и нагрузки между приводом главного движения станка и приводами подачи, подвода охлаждающей жидкости. Они направлены на улучшение условий обработки, усовершенствование инструмента, узлов и механизмов станков и приспособлений. Приведены схемы и конструкции новых силовых головок, устройств для защиты от поломки при перенагрузках, дробления и отвода стружки и др. Это позволяет создавать оптимальные условия процесса обработки и функционирования оборудования, повышает его надежность и эффективность.

W. Pestunov, W. Babich

Problems' of deep drilling with innovative methods solving

In this article the innovative methods for solving problems of deep drilling are described. They are based on the redistribution of power which flows between the drive and load the main movement of the machine and drives supply, supply of coolant. They are aimed at improving the processing conditions, the improvement of tools, components and machinery and machine tools. The schemes and the construction of new power heads, devices are used to protect from damage during overload, fragmentation and removal chips, etc. This allows you to create optimal conditions for the processing and operation of equipment, increases its reliability and efficiency.

Одержано 30.03.12