

МНОГОИНСТРУМЕНТАЛЬНАЯ РЕВОЛЬВЕРНАЯ ГОЛОВКА ПОВЫШЕННОГО БЫСТРОДЕЙСТВИЯ И ТОЧНОСТИ

Сидоренко В.С. Титоренко Д.Л.

(каф. ГПА и ТП. ДГТУ г. Ростов-на-Дону. Россия)

Поворотно-делительные механизмы станков (револьверные головки, делительные столы, инструментальные магазины и др.) работают при значительных скоростях, перемещаемых неуравновешенных массах, частых включениях, разгонах, торможениях, реверсировании движения. Условия функционирования, жесткие требования к быстродействию и точности позиционирования создают значительные динамические нагрузки в процессе позиционирования, надежность таких механизмов.

В гидромеханических системах инструментальных револьверных головок (РГ) в качестве устройств предварительной фиксации, как правило, используют механизмы прерывистого движения в виде мальтийского механизма, либо фиксатора, взаимодействующего с профильным диском и управляющим дросселирующим распределителем [1]. Такое исполнение ограничивает быстроходность, приводит к потере точности из-за износа, зазоров, динамических нагрузок в механических сопряжениях [2]. Предварительная фиксация рабочего органа осуществляется фактически по жесткому упору. Одновременно ухудшаются условия работы устройств точной фиксации планшайбы револьверной головки, например, плоских зубчатых колес или фиксаторов (удары, износ, заклинивание). Невысокая эксплуатационная надежность по быстродействию и точности приводит к частым простоям оборудования из-за наладок и ремонта.

Использование гидромеханических систем с управляющими гидравлическими связями может существенно улучшить характеристики поворотно-делительных механизмов [2]. На основе исследования их схемотехнических решений предложена рациональная структура механизма 12-и позиционной инструментальной револьверной головки [3]. Программирование, отработка, торможение и фиксация планшайбы револьверной головки в заданном положении осуществляются оригинальным гидромеханическим устройством ВР, управляющим движением гидромотора (рис 1).

В исходном положении планшайбы РГ поршень гидроцилиндра зажима планшайбы ГЦФ находится в левом положении, удерживая ее в разжатом состоянии происходит поворот планшайбы.

На последнем обороте вращающегося распределителя ВР система управления на базе программируемого контроллера ПК-128 подает сигнал на электромагнит YA1, переключающий распределитель РГО. Жидкость поступает на вход вращающегося распределителя ВР и к тормозному клапану ТК, переводя его в режим подпорного, создающего на сливе давление P₃.

В исходном положении планшайбы РГ поршень гидроцилиндра зажима планшайбы ГЦФ находится в левом положении, удерживая ее в разжатом состоянии. Происходит поворот планшайбы. На последнем обороте вращающегося распределителя ВР система управления на базе программируемого контроллера ПК-128 подает сигнал на электромагнит YA1, переключающий распределитель РГО.

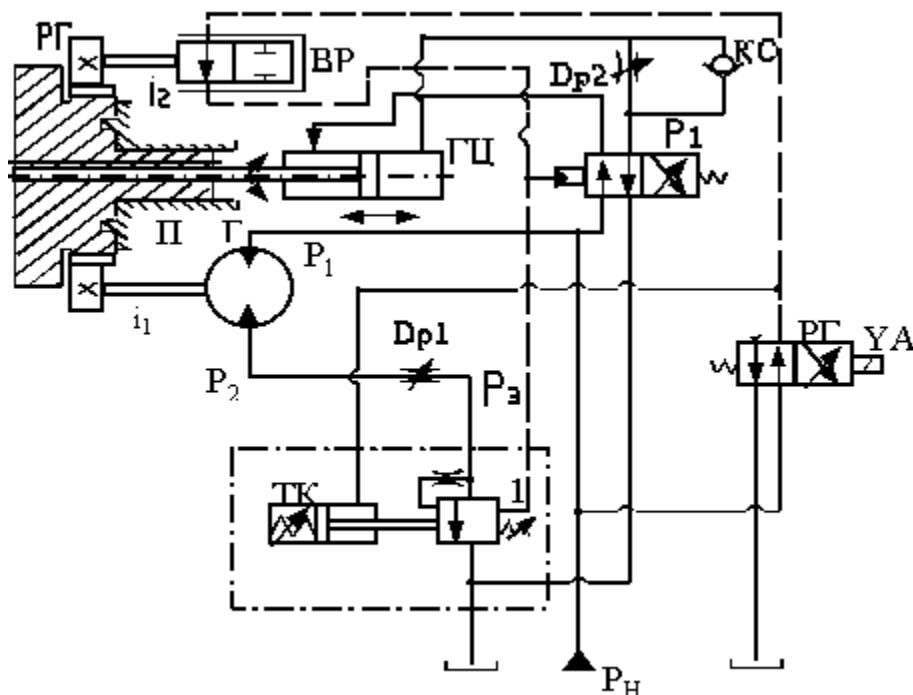


Рис. 1. Гидрокинематическая схема 12-позиционной револьверной головки.

Жидкость поступает на вход вращающегося распределителя ВР и к тормозному клапану ТК , переводя его в режим подпорного, создающего на сливе давление P_3 .

Перепад давления на дросселе Др1 $\Delta P = P_2 - P_3$ уменьшается, что приводит к снижению скорости гидромотора. В следующий момент совмещаются рабочие окна вращающегося распределителя ВР . Управляющий сигнал с его выхода поступает в канал клапана 1 и он перекрывает сливную линию гидромотора, обеспечивая останов планшайбы револьверной головки РГ в заданной позиции. Одновременно этот же сигнал переключает распределитель Р1 . Поршень цилиндра ГЦФ перемещается вправо и окончательно фиксирует планшайбу РГ на плоские колеса ПК .

Повышение быстродействия револьверной головки достигается за счет применения изменяемой структуры привода, обеспечивающей движение по оптимальной траектории с форсированными разгоном и торможением.

Механизм револьверной головки на рис 1 был формализован математической моделью двухмассовой динамической гидромеханической системы, представляющей систему дифференциальных уравнений. Исследование модели выполнено методом Рунге–Кутты, адаптированным к условиям позиционирования.

Экспериментальные исследования механизма револьверной головки выполнены на специальном стенде-модели в диапазоне скоростей гидромотора $\omega = 5\text{--}18$ рад/с, моментов нагрузки $M = 5\text{--}30$ Нм. Максимальное отношение момента инерции планшайбы с инструментами к моменту ротора гидромотора составляло $K_J = 10$. Точность предварительной фиксации составила ± 14 угловых минут при $\omega = 12$ рад/с и $M_{\text{гм}} = 25$ Нм. Время разгона привода 0,06 с, торможения 0,07 с. С учетом времени разгона и предварительного снижения скорости (замедления движения) длительность цикла смены позиций револьверной головки составила 0,9 с, что на 60% меньше

известных аналогов. При этом на 30% улучшены массогабаритные характеристики механизма револьверной головки [2].

Идентификация рабочего процесса РГ позволила установить доминирующее влияние скорости поворота планшайбы и момента инерции на точность позиционирования, обеспечить управление приводом для получения требуемых быстродействия и точности при максимально допускаемых динамических нагрузках. Последнее достигается параметрическим управлением процессом торможения гидравлическим тормозным устройством.

Полученные результаты позволяют синтезировать различные структуры гидромеханических устройств исполнительных движений станков с лучшими показателями быстродействия, точности, надежности. Проекты внедрены на станкозаводе им. С. Орджоникидзе г. Москва и Новочеркасском Станкозаводе [2].

Список литературы: 1. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с. 2. Исследование и разработка комплектного позиционного гидропривода для поворотно-делительных механизмов автоматизированного технологического оборудования: Отчет о НИР / РИСХМ Руководитель Сидоренко В.С.– № ГР 01.87.0035143; Инв.№ 02.88.0026857.– Ростов н/Д, 1987.– 80 с. 3. Сидоренко В.С., Калашников А.Н., Мирошниченко Т.В., Многофункциональное управляющее устройство позиционных гидромеханических систем.//Новые технологии управления движением технических объектов: доклад III междунар. науч. конф. – Новочеркасск, 2000, с. 10-13.

ВПЛИВ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА ВМІСТ ЗАЛИШКОВОГО АУСТЕНІТУ В СТАЛІ 12ХНЗА ПРИ ВІДНОВЛЕННІ ПОРШНЕВИХ ПАЛЬЦІВ ДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНІВ

Солових Є.К., Голуб Д.В. (каф. ЕРМ, КДТУ. м.Кіровоград. Україна)

Постановка проблеми: Сучасний стан надійності техніки не відповідає пред'явленим вимогам, у результаті чого основні витрати на ремонт машин і устаткування приходяться на запасні частини, при виготовленні яких витрачається більш половини металопродукту, що йде на випуск машин.

Важливий резерв поліпшення якості техніки й економії матеріальних, паливно-енергетичних і трудових ресурсів є відновлення спрацьованих деталей [1].

Останнім часом в науці й практиці з'являються нові прийоми, що дозволяють інтенсифікувати деякі фізико-хімічні процеси в металах за рахунок використання їхньої природи та особливостей структурних перетворень [2-4]. На практиці поширення набув спосіб відновлення поршневих пальців (ПП) дизельних двигунів гідротермічною роздачею (ГТР). Сутність способу полягає в нагріванні деталей струмом високої частоти (СВЧ) з наступним проточним внутрішнім охолодженням [5].

Аналіз ГТР виявив суттєві недоліки, викликані в основному як джерелом нагрівання, так і системою охолодження:

- нерівномірне нагрівання по товщині стінок ПП, обумовлене великим градієнтом температури і як наслідок зниження ефективності процесу термопластичного деформування;
- висока енергоємність процесу відновлення СВЧ;
- складність та висока вартість обладнання;
- необхідність високої кваліфікації обслуговуючого персоналу;
- шкідливість дій СВЧ на обслуговуючий персонал;
- складність переналадження обладнання (для кожного типу ПП необхідний свій індуктор);
- збіднення на вуглець поверхневого цементованого шару і, як наслідок, плямистість твердості відновленої поверхні;
- через те, що охолодженню підлягає тільки внутрішня поверхня ПП, знижується твердість зовнішньої поверхні, зростає величина зерна;
- невеликі швидкості охолодження проточною водою обумовлюють корсетоподібну геометричну форму поршневого пальця через різну швидкість відведення тепла в різних перерізах ПП та виникнення різних за величиною термпружних напружень, і як наслідок велика кількість технологічного браку.

Мета та задачі дослідження. В даній роботі розглянуто використання електроконтактного способу нагрівання і комбінованого спрейерного охолодження для роздачі ПП дизельних двигунів [6-7]. Була поставлена задача дослідити вплив запропонованого способу удосконаленої термічної обробки на вміст залишкового аустеніту.

Методика досліджень. Для дослідження основних технологічних параметрів відновлення ПП вимірювали температуру та швидкість нагрівання та охолодження як контактним так і безконтактним способом. Об'єм рідини, що був використаний для спрейерного охолодження визначали витратоміром УВК-25. Для металографічних досліджень використовували мікроскоп МИМ-8М, при збільшеннях $\times 100 \dots 900$. Рентгеноструктурний аналіз цементованого шару відновлених ПП проводили на дифрактометрі ДРОН-3М у K_{α} -Co випромінюванні при напрузі на трубі 30 кВ і струмі 40 мА. Концентрація вуглецю контролювали рентгенівським спектральним мікроаналізом та за допомогою оже-електронних спектрів, які знімали на електронному високовакуумному електрометрі ES-300 фірми "Kratos" з розподільчою здатністю приладу – 0,95 еВ для лінії $Ag3d_{5/2}$. Твердість відновлених поршневих пальців визначали за шкалою Роквелла на приладі ТК-2М (ГОСТ 619-67). Мікротвердість по глибині загартованого шару вимірювали за допомогою приладу ПМТ-3 (ГОСТ 9450-76). Вміст залишкового аустеніту у зразках відновлених ПП визначали за допомогою пакету прикладних програм Photoshop 5.0.

Результати досліджень та їх обґрунтування. Дослідження показали, що від умов нагрівання і охолодження залежить як величина роздачі так і якість ПП. Мікроструктура загартованого цементованого шару ПП являє собою дрібногочатий мартенсит не вище 4 балу з рівномірно розподіленими включеннями, цементиту, залишкового аустеніту та троститу (рис. 1).

Представлені фотографії показують, що структури металу ПП відповідає вимогам ГОСТ 619-79. Цементований шар являє собою мартенсит не вище 4-го класу і має тенденцію до подрібнення зерна без утворення в процесі термообробки карбідної (цементитної) сітки. Внутрішні шари також мають тенденцію до подрібнення зерна,

тобто до покращення вихідної структури.

Дослідження показали, що кількість залишкового аустеніту не перевищує 5% (Таблиця 1), що узгоджується з ГОСТ 619-79.

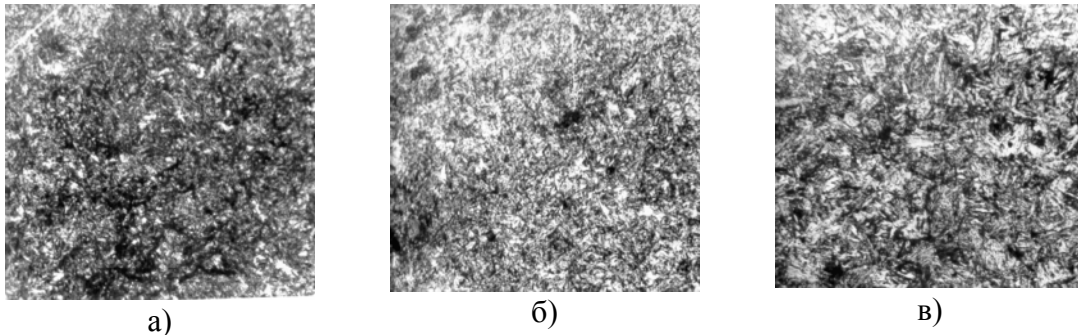


Рис. 1. Мікроструктура загартованого цементованого шару ПП після ЕКН і комбінованого спрейерного охолодження: а) поверхневий шар; б) перехідна зона; в) серцевина

Глибину загартованого цементованого шару визначали як за мікротвердістю, так і за мікроструктурою. Товщина загартованого шару склала 1,2...2,0 мм.

Дослідження показують, що стабільно переважні структури і фазовий склад отримуються в результаті обробки, що проводиться в режимі: сила струму $I = 30...35$ кА, проміжок часу нагрівання $t_n = 10...12$ с, проміжок часу охолодження зовнішнім спрейером $t_{ох.з.спр.} = 6...8$ с, проміжок часу охолодження внутрішнім спрейером $t_{ох.вн.спр.} = 4...6$ с, інтенсивність потоку охолоджуючої рідини на внутрішній поверхні пальця $3...4$ л/с·см² і на зовнішній поверхні – $0,014...0,015$ л/с·см².

Таблиця 1. Результати металографічного та рентгеноструктурного аналізу

№ зразків	Характеристика мартенситу	Бал	Відсотковий вміст залишкового аустеніту, %, γ
1	Дрібно- і середньоголчатий	4-3	4,5
2	Середньоголчатий	6-7	4,1
3	Дрібнооголчатий	4	3,2
4	Середньоголчатий	5	3,8
5	Середньоголчатий	4	3,5
6	Дрібнооголчатий	до 4	2,3
7	Дрібнооголчатий	до 4	2,2

Дослідження показують, що ЕКН являє собою різновид циклічного електротермічного покращення структури, яке полягає в подрібненні зерна (голок мартенситу) як поверхневих, так і внутрішніх шарів, подрібненні і більш рівномірному розподіленні карбідів і збільшенні мікротвердості мартенситних кристалів. Протікання цих процесів обумовлює зростання мікротвердості в поверхневих шарах ПП.

Основними причинами зміни кількості фази γ -Fe (залишкового аустеніту) при даному способі відновленні ПП є такі:

- підвищена щільність дислокацій, що виникають у вихідному аустеніті при зворотному поліморфному перетворенні через короткочасність мартенситної реакції й гальмуванні останньої;
- відбувається більш повна розчинність карбідів, ніж це має місце під час пічного загартування за стандартними режимами;
- спостерігаються інтенсивна висхідна дифузія вуглецю та легуючих елементів, а також міграція домішок, чим збагачуються поверхневі шари сталі та знижується мартенситна точка.

Висновки. Експериментальні дослідження в даній роботі дають можливість стверджувати про наступне:

1. Структура матеріалу відновлених пальців є однорідною і являє собою дрібногочатий мартенсит з твердістю HRC 62 та незначною кількістю залишкового аустеніту ($\gamma < 5\%$).

2. Рівномірне нагрівання ЕКН кожного елементарного об'єму ПП дає можливість керувати температурою нагрівання, що запобігає вигорянню вуглецю з зовнішньої поверхні ПП, чим забезпечується однакова твердість по всій робочій поверхні і необхідна товщина цементованого шару 1,2...1,8 мм.

3. Комбіноване спрейерне охолодження дає можливість уникнути тріщиноутворення завдяки рівномірному охолодженню кожної елементарної ділянки поверхні, використовуючи спрейери змінної інтенсивності потоку охолоджуваної рідини і сприяє виникненню переважно стискаючих напружень на робочій поверхні ПП. Механічна міцність при цьому зростає порівняно з ПП, відновленими ГТР, в 1,2...1,4 разів і знаходиться на рівні нових.

Список літератури: 1. Батищев А.Н., Голубев И.Г., Лялякин В.П. Восстановление деталей сельскохозяйственной техники. – М.: Информагротех, 1995. – 296 с. 2. Лахтин Ю.М. Металловедение и термическая обработка металлов. – М.: Металлургия, 1983. – 360 с. 3. Марганюк В.С., Кобаско Н.И., Харченко В.К. О возможности прогнозирования закалочных трещин. // Пробл. прочности. – 1982. - №8. – С.63-68. 4. Новиков И.И. Теория термической обработки металлов: Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Металлургия, 1986. – 480 с. 5. Хромов В.Н., Тиунов А.В. Гидротермическая раздача поршневых пальцев из среднеуглеродистых сталей. Эксплуатационная надежность тракторов и сельскохозяйственных машин и способы повышения её долговечности: Тр./МИИСП. – М., 1987. 6. Черновол М.І, Капелюшний Ф.М, Солових Є.К. Термическая обработка при восстановлении и ремонте деталей. // Збірник наук. праць Кіровоградського інституту с/г машинобудування. – Кіровоград: КІСМ, 1998. – Випуск 4. – с. 103-107. 7. Солових Є.К., Капелюшний Ф.М., Аулін В.В., Солових А.Є. Застосування ГТРП ПП для підвищення надійності дизельних двигунів с/г машин. Вип. 31. – Кіровоград, КДТУ. – 2001. – с. 105-110.

УВЕЛИЧЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ПРИ РАСТАЧИВАНИИ ОТВЕРСТИЙ КОРПУСОВ*

Стодуч Е.А. (каф. ТМ ДонНТУ, Украина)

На эксплуатационные свойства деталей машин большое влияние оказывают шероховатость и состояние поверхностного слоя. Увеличение шероховатости поверхностей, приводит к снижению качества выпускаемых машин. Поэтому всегда для улучшения работоспособности деталей необходимо снижать шероховатость рабочих поверхностей.

Величина и форма неровностей поверхности, состоящая из остаточных гребешков, определяется подачей и формой режущего инструмента. Одним из факторов снижения высоты микронеровностей является уменьшения подачи, но это в свою очередь в значительной степени приводит к снижению производительности. Подача при чистовом точении в 2...3 раза ниже, чем при черновом точении, что пропорционально снижает основное время обработки. Следовательно для сохранения производительности при чистовой обработке необходимо увеличивать подачу. Для этого существуют несколько методов. Например в условиях тяжелого машиностроения находят применение широкие резцы [1] при токарной обработке, обеспечивающие применение подач до 20мм/об. При обработке мелких деталей (заготовок) применение таких резцов затруднительно и зачастую нецелесообразно.

Также существенное увеличение подачи при сокращении микронеровностей может быть достигнуто применением метода деления подачи. Суть метода заключается в установлении двух резцов на один размер обрабатываемой поверхности и смещении их вершин (между собой) в направлении подачи на величину, определяемую зависимостью

$$l = \left(n + \frac{1}{2} \right) S,$$

где l - расстояние между вершинами резцов в направлении подачи, мм;

n - любое целое число (в том числе и "0");

S - подача, мм/об.

Теоретически метод деления подачи между двумя резцами равноценен методу обработки резцом с подачей

$$S' = \frac{S}{2},$$

где S - фактическая подача, мм/об;

S' - подача, приведенная к одному резцу, мм/об.

Подставляя приведенную к одному резцу подачу в формулу профессора Чебышева В.Л.:

$$R_z = \frac{S^2}{8r},$$

получим для метода деления подачи

* Работа выполнена под руководством доцента Польшенко В.В.

$$R_z = \frac{\left(\frac{S}{2}\right)^2}{8r} = \frac{S^2}{32r},$$

Анализ приведенных формул показывает, что при использовании метода деления подачи между двумя резцами при условии сохранения неизменной шероховатости поверхности подача может быть увеличена в два раза или шероховатость обработанной поверхности может быть уменьшена в 4 раза при неизменной подаче.

На рис. 1 представлена принципиальная схема реализации способа обработки двумя резцами [2]. Устанавливают резцы 1 и 2 в оправке 3 так, чтобы расстояние между вершинами на оси x было: $L_x = S(n \pm 0,5)$. При этом смещение между вершинами резца по оси y отсутствует ($L_y = 0$).

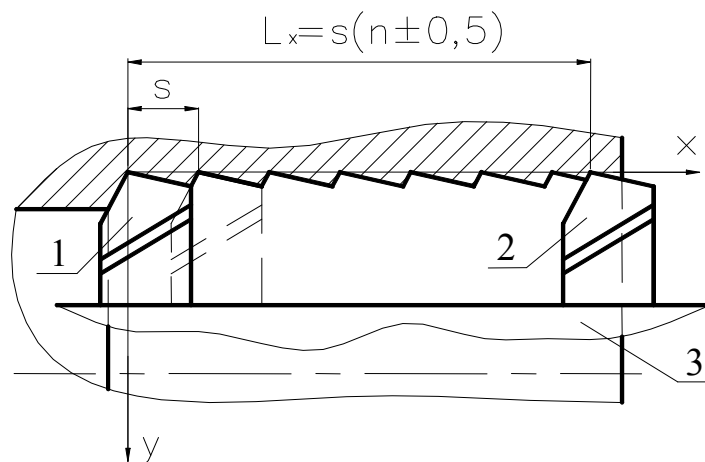


Рис.1. Принципиальная схема реализации способа деления подачи

Недостатком данной схемы является то, что при растачивании отверстий в упор второй резец не доходит до конца обрабатываемой поверхности на расстояние L_x мм. С целью устранения указанного недостатка разработан способ реализации метода деления подачи при растачивании отверстий. При этом методе используется оправка с двумя диаметрально расположенными резцами. В этом случае процесс деления подачи между резцами будет реализовываться автоматически при любых значениях подач, поскольку один резец будет отставать от другого в направлении подачи на половину оборота или $S/2$. При этом обеспечивается высокая производительность обработки и значительно упрощается заточка и настройка резцов.

На рис.2 показана конструкция расточной оправки для реализации способа деления подач резцами расположенными под углом 180° друг к другу. Оправка предназначена для закрепления резцов при выполнении точных операций на многоцелевых и расточных станках. Конический хвостовик 1 устанавливается в шпиндель станка. К утолщенной части хвостовика 1 при помощи кольца 5 крепится корпус 2, в котором сделан паз типа «ласточкин хвост». В пазу корпуса 2 установлены две державки 3 и 4, в которых закрепляются расточные резцы (на рисунке указаны лишь посадочные отверстия для резцов). Державки 3,4 перемещаются в противоположном направлении вдоль паза, настраиваясь на размер.

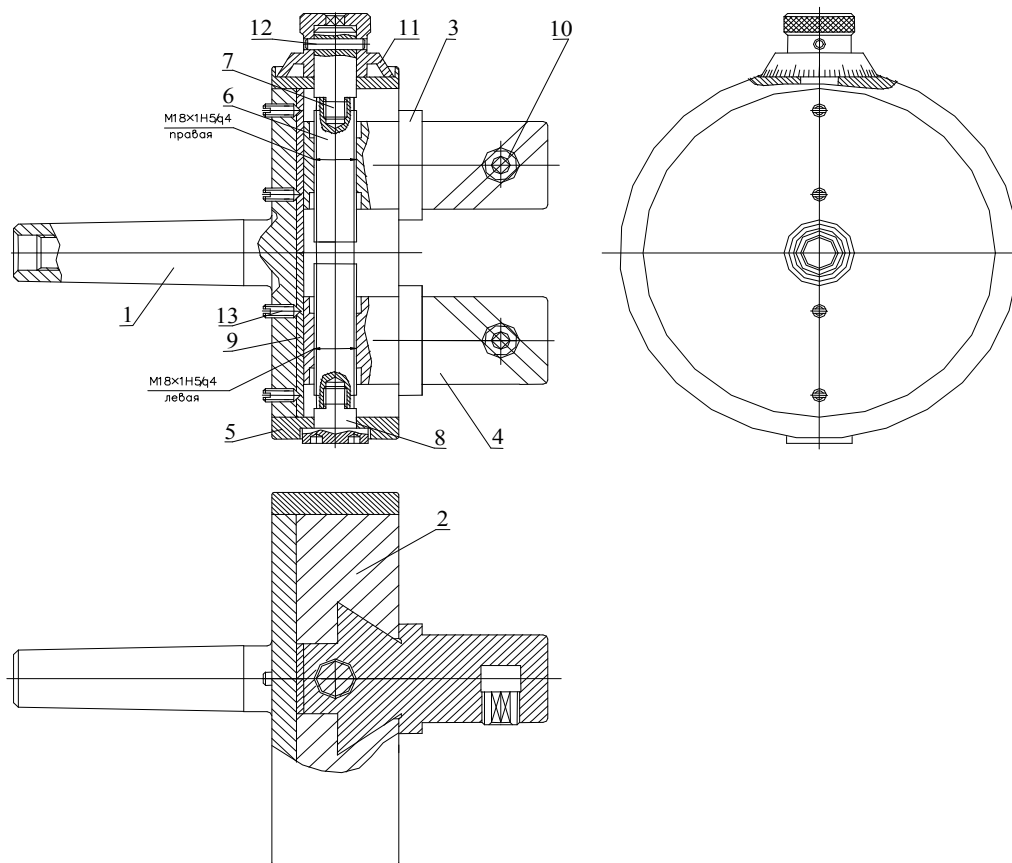


Рис.2. Схема конструкции расточной оправки

Плотность прилегания наклонных плоскостей хвостовиков державок 3,4 к плоскостям паза корпуса 2 регулируют планками 9 и регулировочными винтами 13. Поступательное движение державок 3,4 обеспечивается винтом 6 с правой и левой резьбой, резьбовая часть которого сопряжена с резьбовыми отверстиями державок 3,4. Для точного отсчета величины перемещения державок 3,4 на винте 6 установлен градуированный лимб 11, который крепится на винте 6 при помощи штифта 12. Цапфы винта 6 направляются в отверстиях кольца 5 болтами 7 и 8. Резец закрепляют в отверстии державки 3,4 винтом 10.

При шаге резьбы винта 1мм, числе делений лимба 100, значение одного деления лимба равно 0,01мм. Описанный метод деления подач существенно повышает эффективность растачивания отверстий.

Список литературы: 1. Маталин А.А. Технология машиностроения: Учебник для машиностроительных вузов.- Л.: Машиностроение, 1985.- 496с. 2. Носко Д.И. Управление шероховатостью поверхностей при механической обработке. Инженер. Студенческий научно-технический журнал.- Донецк: ДонНТУ, 2002. №3- с.21-24

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВИБРОДИАГНОСТИКИ НАСОСОВ ПЕРЕМЕННОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ РУЛЕВЫХ МАШИН

Стоян С.Л. (каф. ТСМ, УГМТУ, г. Николаев, Украина)

Для судовых машин и механизмов предусмотрена система планово-предупредительного ремонта, когда агрегат по достижению регламентированной наработки заменяется новым или разбирается для дефектации и ремонта. Однако практика показывает, что плановый ремонт, назначенный, исходя из усредненных данных, не исключает отказов и не экономичен, так как в ремонт отправляется значительное число механизмов с недоиспользованным на 20-40% ресурсом. Это вызывается различными условиями сборки и монтажа, уровнем технического обслуживания и другими факторами. В то же время опыт эксплуатации, например, насосов переменной производительности (НПП) рулевых машин показывает, что необходимость их ремонта в отдельных случаях определяется обслуживающим персоналом “на слух”.

Проблема повышения эксплуатационной надёжности насосных агрегатов рулевых машин в настоящее время решается по многим направлениям: совершенствование конструкции;

- назначаются рациональные методы обработки лимитирующих пар без изменения конструкции узла или его материалов;
- применяются методы безразборной диагностики.

В последнем случае обслуживание по фактическому состоянию может оказаться экономически выгодным за счёт повышения эффективности использования насосного агрегата, сокращению простоев, связанных с профилактикой и ремонтом, увеличением межремонтных сроков.

К числу наиболее перспективных методов технической диагностики относится виброакустическая диагностика, позволяющая фиксировать не только повреждения, но и их накопление, что может обеспечить надёжную эксплуатацию насосного агрегата и определить полную выработку его действительного ресурса. Изменение виброакустических характеристик (ВАХ) является в большинстве случаев следствием износа механизма и увеличением зазоров в парах трения, а уровень вибрации и шума можно рассматривать как интегральный показатель для оценки состояния механизма [1].

Первичным источником информации, позволяющим судить о вибрационных свойствах агрегата, являются спектрограммы вибраций, снятые в характерных точках.

Для возможности определения технического состояния насосного агрегата с помощью вибродиагностики были выполнены поисковые исследования на эксплуатирующих судах.

Целью исследований было выявить информативные точки, установить наличие характерных дискретных составляющих спектрограмм для разных узлов насосного агрегата, определить режим диагностирования в судовых условиях.

В результате анализа условий работы различных узлов насосного агрегата и экспериментальной проверки были определены 3 точки замеров уровней вибрации (рис.1).

Это точки 1 и 2, в направлении перпендикулярном опорной поверхности (ось ОУ) и точка 3, на корпусе насоса в районе качающего узла в радиальном направлении - горизонтально (ось ОХ). В направлении оси ОZ дискретных составляющих, соответствующих частотам основных узлов, обнаружено не было. Замеры вибраций осуществлялись одним и тем же комплектом переносной измерительной аппаратуры фирмы “Бюль и Кьер”.

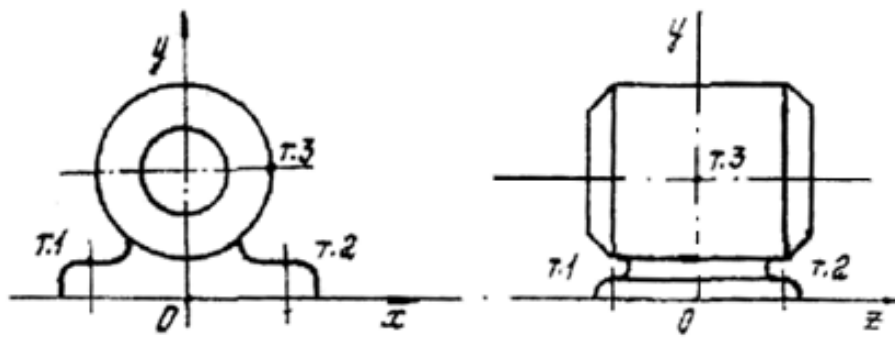


Рис.1. Схема расположения точек замера вибрации.

Эксперименты проводились в следующей последовательности. Замерялись общий уровень внешних помех (фон), общие уровни и спектры вибрации насосного агрегата в третьооктавных полосах частот в диапазоне 20 - 31500 Гц на установившихся режимах холостого хода и под нагрузкой (перекладка руля 35^0). Указанная последовательность переходов повторялась для каждой точки. Замеры вибрации осуществлялись на насосах рулевых машин эксплуатирующихся судов у стенки и на ходу. Общее количество исследуемых насосов составило несколько десятков, что обеспечивало получение надёжных результатов. Нарботка насосных агрегатов на момент проведения экспериментов была различной и соответственно они находились в различном техническом состоянии.

По спектрограммам, построенным для каждой точки на режимах холостого хода и под нагрузкой, определялись уровни вибрации на частоте следования плунжеров. Далее методом наименьших квадратов [2] были определены зависимости уровней вибрации на частоте следования плунжеров 1, 2 и 3 от наработки.

Линейный рост уровня вибрации на 10 дБ и более с увеличением наработки является ничем иным, как реакцией на постепенное изменение технического состояния насоса, связанного с износом плунжерных пар. Отсюда следует, что вибросигнал на частоте следования плунжеров при работе в режиме холостого хода может быть диагностическим признаком.

Изменение уровня вибрации насоса на частоте следования плунжеров является следствием износа этой пары. Поэтому установление функциональной зависимости между уровнем вибрации и зазором для плунжерной пары является важной задачей практического диагностирования.

Используя данные обмеров насосов, поступающих в ремонт, и результаты обмеров при стендовых испытаниях, была установлена зависимость среднего зазора в плунжерной паре от наработки. Замер уровней вибрации эксплуатирующихся насосов позволил установить их зависимость от наработки. Функциональная связь получилась аналогичной зависимости среднего зазора в плунжерной паре от наработки.

Список литературы: 1. Борисов М. В., Павлов И. А., Постников В.И. Ускоренные испытания машин на износостойкость как основа повышения их качества. – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 352 с. 2. Мартин Ф. Моделирование на вычислительных машинах. Перевод с англ. под ред. И. Н. Коваленко. – М.: Изд-во “Советское радио”. 1972.- 288 с.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРОХОДЧЕСКИХ КОМБАЙНОВ ТИПА П110

Панков Д.И., Шабает О.Е. (каф. ГМ, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Важнейшим звеном в технологической цепи горнодобывающих предприятий является проведение подготовительных выработок, от темпов и качества которого в значительной мере зависит эффективная работа всего добывающего комплекса. Вместе с тем, как отмечают специалисты, за последние годы на горнопроходческих работах происходит снижение основных технико-экономических показателей (скорости проходки, производительности труда и т.д.). Это объясняется тем, что технологический уровень используемого на шахтах проходческого оборудования и его надежность не отвечают современным требованиям.

Особенностью проходческого комбайна П110 является то обстоятельство, что в процессе работы он совершает значительное число циклов нагружения, обусловленное разнообразием обработки забоя.

Вместе с тем, как известно, количество циклов нагружения определяют ресурс работы машины [1]. На рисунке 1 приведены зависимости изменения ресурса элементов машины от числа блоков нагружения, обусловленные изменениями режимов работы исполнительного органа для различных показателей степени наклона кривой усталости и коэффициента неравномерности нагрузки.

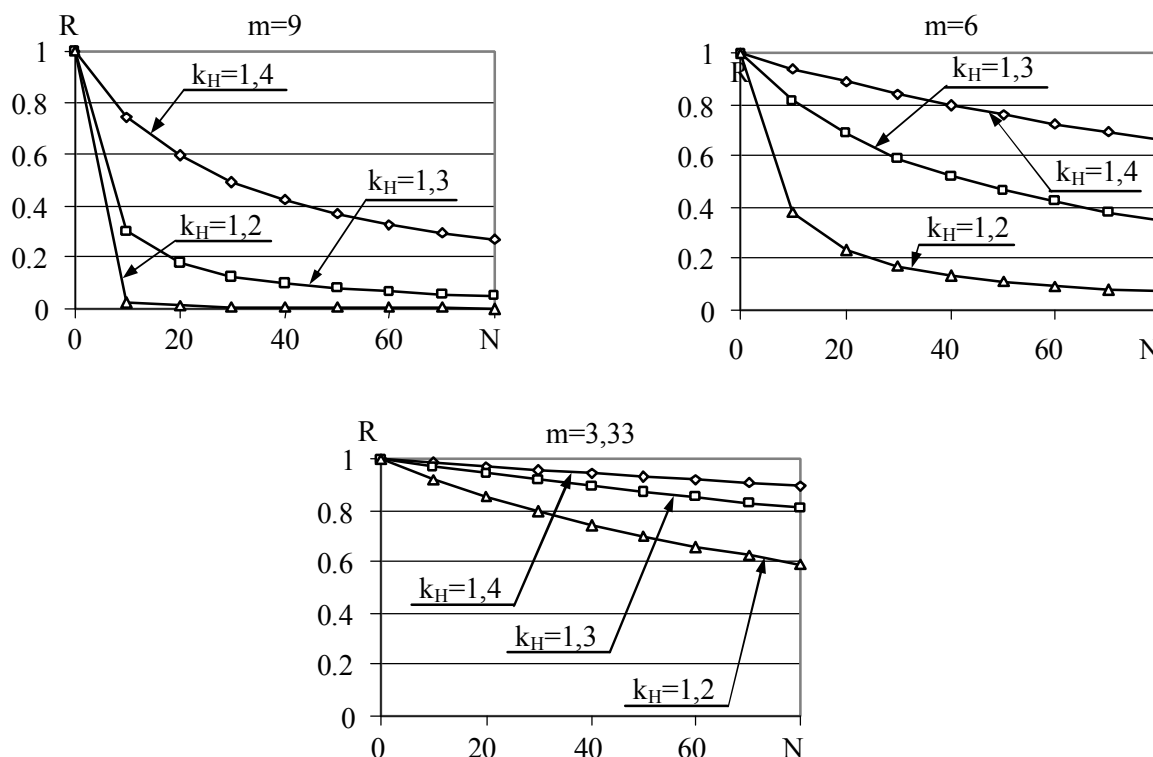


Рис. 1. Зависимости изменения ресурса R элементов машины от числа блоков нагружения N , обусловленных изменениями режима работы исполнительного органа для различных показателей степени наклона кривой усталости m и коэффициента неравномерности нагрузки k_H .

Анализ полученной зависимости показал, что при условии полного использования усталостной мощности приводного двигателя, на ресурс основных силовых систем машины существенное влияние оказывает количество блоков нагружения. Такое влияние более значимо для металлоконструкций, волов и других элементов, работающих на растяжение (сжатие), изгиб и кручение ($m=9$ и меньше для подшипников $m=3,33$). Это подтверждается данными о фактическом ресурсе очистных и проходческих комбайнов. Для объективности сравнения этих ресурсов приведены два показателя – ресурс и удельная масса кВт установленной мощности (таблица 1).

Результаты анализа данных таблицы 1 показали, что несмотря на большую удельную массу проходческих комбайнов в сравнении с очистными (до трех раз) они имеют в три и более раза меньше ресурс. Одной из основных причин этого является то, что работа последних характеризуется незначительным количеством блоков нагружения при снятии одной полосы угля.

Таблица 1. Данные об основных параметрах оборудования, используемого для разрушения горного массива

Тип оборудования		Установленная мощность Р, кВт	Масса М, т	М/Р	Ресурс до кап. ремонта, МВт·ч
Проходческие комбайны	1ГПКс	110	22	0,20	до 120 – 200
	П110	190	36	0,19	
	П220	312	48	0,15	
	4ПП-2М	225	45	0,20	
Очистные комбайны	2ГШ68б	300	17	0,06	более 350-550
	1ГШ68	300	17	0,06	
	РКУ13	400	23,8	0,06	

Существующие проходческие комбайны с аксиальными коронками имеют исполнительный орган у которого небольшой (для П110 150 мм) вылет коронки над редуктором, что обуславливает дополнительное количество циклов при зарубке. Для того, чтобы обеспечить требуемую величину зарубки на 0,8 от диаметра коронки за один цикл нагружения необходимо усовершенствовать привод исполнительного органа.

Данную задачу можно решить несколькими способами.

1. Расположить коронки таким образом, чтобы между коронками не оставалось целика. Достоинство этого способа заключается в том, что обеспечивается требуемая величина зарубки, без введения дополнительного органа разрушения или скалывания. Недостатки: наиболее нагруженная передача коническая, работающая не под прямым углом; увеличивается опрокидывающий момент, так как коронки вращаются в противоположном направлении.

2. Увеличение диаметра коронки. Данный способ неприемлем, так как увеличение коронок ведет к росту массы и габаритов редуктора, а также величины перебора породы, особенно в верхней и нижней частях забоя.

3. Внесение исполнительного дополнительного органа в межкороночное пространство, а именно цепной исполнительный орган. Достоинства способа: обеспечивает необходимую глубину зарубки; не оставляет целика между коронками; уменьшает число циклов при зарубке. Недостатки: открытые трущиеся пары.

На основе анализа возможных способов решения поставленной задачи был выбран последний из рассматриваемых способов, обеспечивающий выполнение

операции зарубки за один цикл за счет применения дополнительного органа разрушения. За базовую конструкцию был принят исполнительный орган проходческого комбайна П110. В редукторе привода исполнительного органа было выполнено окно для прохода цепного органа за счет перекомпоновки его выходного вала. В межкороночное пространство устанавливается цепной исполнительный орган, проходящий через это окно. Цепной исполнительный орган приводится в движение звездочками, установленными на коронках исполнительного органа. Натяжение цепи производится эксцентриковым устройством, установленным в окне редуктора.

Таким образом, в результате научно исследовательской работе была разработана конструкция исполнительного органа, которая позволила получить значительно большую величину внедрения исполнительного органа за один цикл без существенного изменения исполнительного органа и комбайна в целом. Такой комбайн позволит увеличить ресурс работы в 1,3 - 1,4 раза.

Список литературы: 1. Шабает О.Е., Семенченко Д.А., Хиценко Н.В., Мизин В.А. Обоснование структуры исполнительного органа проходческого комбайна нового технического уровня. // Известия Донецкого горного института, 2001. - №2, – С.118-123.

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИИ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ РЕЗЦОВ С ЗАМЕНЯЕМЫМИ ОПОРНЫМИ ПЛАСТИНАМИ

Матюха П.Г., Скрынников В.С., Абросимов П.А.
(каф. МСтанки, ДонНТУ, г. Донецк, Украина)

Современное производство ориентировано на запросы рынка и должно обладать достаточной гибкостью, обеспечивающей быструю переналадку на выпуск новой продукции. Такому производству должно соответствовать и гибкое инструментальное обеспечение. В связи с этим создание новых конструкций инструмента, обладающего широкой универсальностью, является актуальной задачей.

В настоящее время повышение гибкости токарных резцов как с напаянными пластинами, так и с механическим креплением многогранных неперетачиваемых пластин (МНП) осуществляется за счет создания модульных конструкций, переналаживаемых и регулируемых резцов [1]. Изменение геометрических параметров переналаживаемых и регулируемых резцов обеспечивается поворотом на державке резцовых головок у напайных резцов, поворотом МНП либо подкладок, несущих МНП [2, 3].

Целью работы является создание новых конструкций резцов повышенной универсальности за счет заменяемых опорных пластин, в которых выполняют функции подкладок и элементов базирования. Такой подход позволяет устанавливать на одну державку режущие пластины с различным числом граней и обеспечить требуемые геометрические параметры режущей части резца.

Рассмотрим предлагаемые конструкции универсально- сборных резцов.

Универсально-сборный резец [4] состоит из державки 1 (рис. 1), в открытой проточке которой установлена вставная опорная пластина 2 с режущей пластиной 3. Вставная опорная пластина 2 имеет сквозное овальное отверстие, в котором размещена втулка 4, цилиндрическая часть которой входит в отверстие в державке 1, а торец

бурта контактирует с овальной поверхностью ступени отверстия во вставной опорной подкладке 2. Внутренняя поверхность втулки 4 имеет конический участок, с которым контактирует коническая часть подвижного штифта 5. Верхний конец подвижного штифта размещен в отверстии пластины, а на нижний конец навинчена гайка 6.

Сборка данного резца выполняется следующим образом. В проточку державки 1 устанавливается вставная опорная пластина 2, в ступенчатое отверстие которой, а также отверстие в державке 1 устанавливается втулка 4. В отверстие втулки и в отверстие державки вводится подвижный штифт, после чего на резьбовую часть подвижного штифта навинчивается гайка 6. На верхний конец подвижного штифта надевается режущая пластина 3. Окончательное закрепление вставной опорной пластины 2 с режущей пластиной 3 в проточке державки 1 выполняется навинчиванием гайки 6. Конструкция резца позволяет устанавливать на одну державку МНП разные по форме, либо с требуемым углом в плане (рис. 1 г, д).

Недостатком данной конструкции является невысокая надежность закрепления вставной опорной пластины с МНП в проточке державки, обусловленная тем, что от перемещения подкладка удерживается силами трения на опорной и наклонной поверхностях проточки. В результате из-за наличия вибраций при резании, может произойти сдвиг вставной опорной пластины вдоль проточки державки, в связи с чем область применения таких резцов ограничивается чистовой и получистовой обработкой.

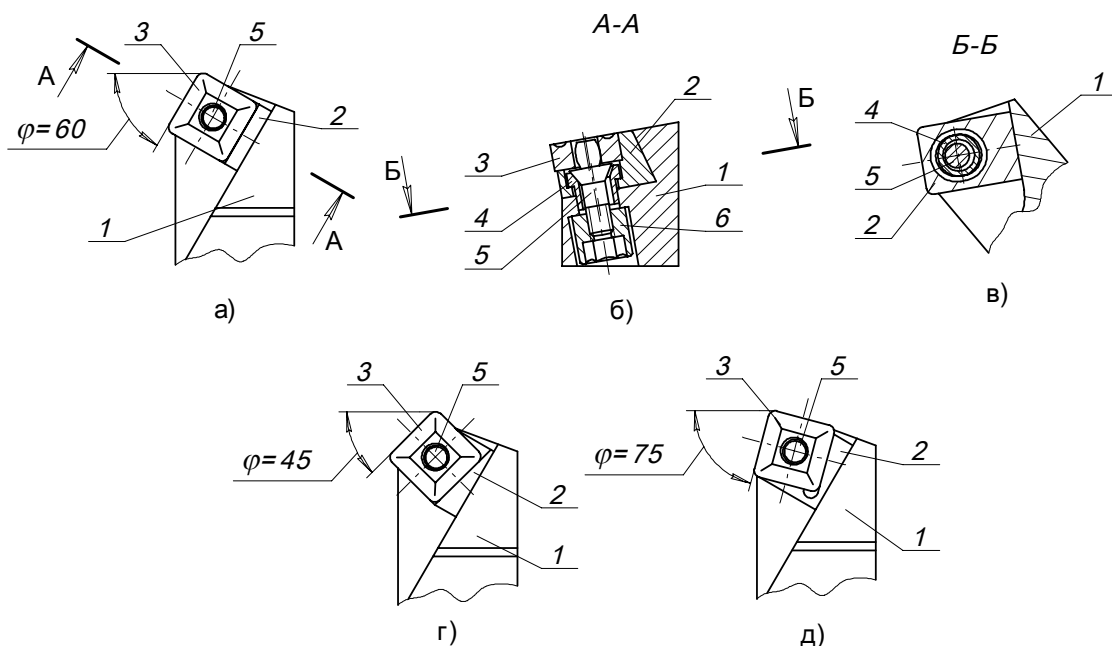


Рис. 1. Универсально-сборный резец с заменяемой опорной пластинкой.

С целью расширения области использования универсально-сборных резцов была разработана конструкция универсально-сборного резца (рис. 2), обладающая повышенной надежностью закрепления режущей части. Резец состоит из державки 1, в закрытое гнездо которой установлена заменяемая опорная пластина 2 с режущей пластиной 3. В овальном отверстии опорной пластины 2 размещена втулка 4, которая имеет наружный и внутренний конические участки. Ось втулки 4 смещена относительно большей оси овального отверстия в опорной пластине 2 в направлении

упорной поверхности гнезда державки 1. В отверстии втулки 4 и отверстии державки 1 размещен подвижный штифт 5 на резьбовую часть которого навинчена гайка 6, при этом ось штифта смещена относительно оси втулки в направлении к наклонной поверхности.

Сборка этого универсально-сборного резца идентична сборке предыдущего резца. При навинчивании гайки 6 подвижный штифт 5 начнет перемещаться вниз, при этом его коническая часть будет взаимодействовать с внутренней конической поверхностью втулки. В следствии этого верхний конец штифта будет отклоняться в направлении наклонной поверхности гнезда державки, перемещая при этом опорную подкладку с режущей пластиной до контакта с наклонной поверхностью. Дальнейшее навинчивание гайки 6 приведет к перемещению втулки 4 вниз, что приведет к поджиму опорной пластинки 2 к упорной поверхности гнезда державки 1. Последовательность поджима заменяемой опорной пластинки 2 сначала к наклонной поверхности, а затем к упорной может быть обеспечена за счет подбора сил трения между втулкой 4 и державкой 1, а также между коническими поверхностями штифта 5 и втулки 4. Кроме того, последовательность поджима может быть обеспечена за счет выполнения внешнего угла конуса $\omega_{\text{внеш}}$ втулки большим чем внутренний $\omega_{\text{внутр}}$. В этом случае горизонтальная составляющая силы $P_{\tau 1}$ на конической поверхности штифта будет большей чем составляющая силы P_{τ} на конической поверхности втулки 4, что и обеспечит необходимую последовательность поджима заменяемой опорной пластинки 2 сначала к наклонной поверхности, а затем к упорной. В третьем варианте последовательность поджима обеспечивается за счет установки пружинного элемента 7.

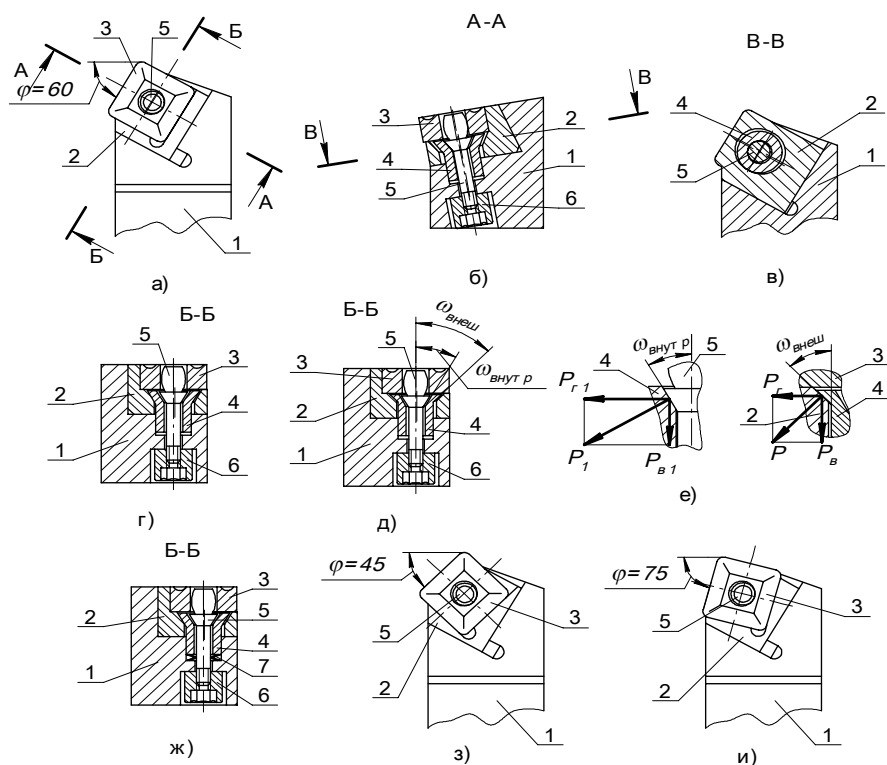


Рис. 2. Универсально-сборный резец с повышенной надежностью крепления опорной подкладки с режущей

Конструкция описанного универсально-сборного резца обеспечивает более надежное закрепление вставной опорной пластины в гнезде державки по сравнению с конструкцией, изображенной на рис. 1, но изготовление закрытого гнезда в державке более трудоемко, чем открытой проточки в державке первого резца. Конструкция универсально-сборного резца с повышенной надежностью крепления режущей части рекомендуется для более тяжелых условий обработки, таких как, прерывистое резание, большие сечения среза и т.п.

Выводы: предлагаемые конструкции резцов позволяют расширить виды выполняемых токарных работ за счет расширения их универсальности и позволяют уменьшить металлоемкость систем токарных резцов за счет уменьшения количества державок в системе.

Список литературы: 1. Матюха П.Г., Гринев Ю.А. Расширение применения токарных резцов за счет повышения их универсальности.// Современные металлорежущие системы машиностроения/ Материалы региональной студенческой конференции. – Донецк: ДонНТУ, 1999. – 48 с. 2. Сборный твердосплавный инструмент. / Г.Л. Хаеа, В.М. Гах, К.Г. Громаков и др.; Под общ. ред. Г.Л. Хаеа. – М.: Машиностроение, 1989. 256 с. 3. Инструментальные системы автоматизированного производства. / Р.И. Гжиров, В.А. Гречишников, В.Г. Логашев и др. СПб: Полтехника, 1993 399 с. 4. Патент на винахід №54432 В23В27/16. Різальний інструмент./ Матюха П.Г., Гринев Ю.О., Федченко О.Г.. Опубл. 17.03.2003. Бюл. №3.