

УДК 621.941.2

Б.І. Придальний**ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДА ЗАТИСКУ З ГЕОМЕТРИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ НА ВИСОКИХ ЧАСТОТИХ ОБЕРТАННЯ**

Проведено дослідження окремих експлуатаційних характеристик типових приводів механізму затиску токарних автоматів. Представлена оцінка впливу частоти обертання шпинделя на силові та енергетичні характеристики важільного та кулькового приводів затиску.

Ключові слова: привод, геометричне затискання, високі частоти обертання, шпиндель.

Рис. 5. Літ. 10.

Б.И. Придальный**ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ПРИВОДА ЗАЖИМА С ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ЗАМЫКАНИЕМ НА ВЫСОКИХ ЧАСТОТАХ ВРАЩЕНИЯ**

Проведено исследование отдельных эксплуатационных характеристик типичных приводов механизма зажима токарных автоматом. Представлена оценка влияния частоты вращения шпинделя на силовые и энергетические характеристики рычажного и шарикового приводов зажима.

Ключові слова: привод, геометрическое затискання, високі частоти обертання, шпиндель.

B.I. Prydalnyi**RESEARCH OF WORK ACTUATOR CLAMP WITH GEOMETRIC LOCKING ON HIGH SPEED**

Research of certain operational characteristics typical actuators mechanism chucking lathe machines. This assessment of the impact of frequency spindle for power and energy characteristics of ball and lever actuators clamp.

Ключові слова: привод, геометрическое затискання, високі частоти обертання, шпиндель.

Для привода механізму затиску, як структурного елемента металорізального верстата, характерна велика інертність, оскільки зміни в тенденції розвитку верстатів і їх вузлів не відбуваються миттєво. Важливим функціональним вузлом токарних автоматів є вузол автоматичного затиску заготовки, який суттєво впливає на точність і продуктивність обробки деталей, значною мірою визначає інтенсивність застосовуваних режимів різання, якість поверхні і точність оброблюваного виробу, а також час наладки, обслуговування та витрати на ремонт. Зважаючи на сучасні тенденції до підвищення режимів різання існуючі механізми затиску заготовок не повною мірою відповідають постійно зростаючим вимогам підвищення частоти обертання шпинделя та експлуатаційної надійності автоматичних та автоматизованих верстатів токарної групи. Це виражається, головним чином, у втраті зусилля затиску заготовки через дію відцентрових сил інерції.

Потужність та продуктивність металорізальних верстатів в значній частині випадків є обмеженою через неможливість надійного закріплення деталей. Це, в свою чергу, негативно відображається на техніко-економічних показниках верстата: продуктивності, якості та собівартості обробки, а також підвищує аварійність роботи обладнання. Стабілізація силових характеристик затискного механізму (ЗМ) сприяє максимальному використанню резервів токарного автомата з точки зору підвищення продуктивності і точності обробки, економії енергії та інше.

Раніше виконані дослідження роботи ЗМ токарних автоматів на високих частотах обертання, в основному присвячені затискним патронам [1, 2, 3], хоча ЗМ, як технічна система, в загальному випадку складається з джерела енергії, привода затиску (ПрЗ) та ЗП з'єднаних послідовним кінематичним зв'язком. Основним вузлом ПрЗ, що визначає його силові характеристики, є передавально-підсилювальний механізм (ППМ). Сукупність елементів ПрЗ, яка змонтована на шпинделі верстата і складає з ним єдину структуру (рис. 1) відіграє особливу роль, оскільки вона не лише суттєво впливає на його динамічні властивості, конструкцію і компоновку, але й визначає зусилля і переміщення на вході ЗП, а також силову взаємодію між шпинделем та іншими елементами ПрЗ в процесі затиску-розтиску заготовки. Найбільшого поширення набули ПрЗ з геометричним замиканням (рис. 1, 2). Найчастіше ці ПрЗ містять у своєму складі важільні ППМ (рис. 1, 2 а) та ППМ з розклинюючими елементами (кулькові, роликові) (рис. 2 б). Зазначені ПрЗ використовуються в більшості пруткових токарних автоматах і токарно-револьверних верстатах. При цьому їх робота на високих частотах обертання зовсім недосліджена.

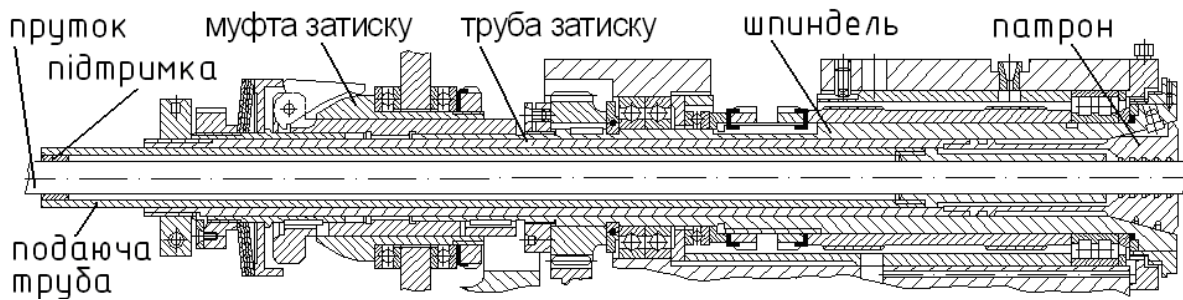


Рис. 1. Шпindelний вузол токарного автомата мод. 1Б240 із затискним механізмом

Вузли ЗМ (ПрЗ і ЗП) по різному реагують на зміну частоти обертання шпindelя, а тому можуть вносити різний вклад у зміну характеристик ЗМ. Взаємодіючи між собою вони підсилюють або взаємокомпенсують ті зміни, які відбуваються під дією відцентрових сил інерції.

Однією з основних умов придатності ПрЗ для роботи на високих частотах обертання є сприяння стабілізації зусилля затиску заготовки, для чого вихідне зусилля ПрЗ (сила затягування ЗП) повинно змінюватися відповідно до частоти обертання шпindelя і характеристик ЗП. Зміна вихідного зусилля ПрЗ при підвищенні частоти обертання шпindelя виникає внаслідок дії відцентрових сил інерції нерівноважених елементів ППМ. Таким чином, для визначення можливості і доцільності застосування ПрЗ з геометричним замиканням для роботи на високих частотах обертання необхідно:

- виявити елементи ППМ, що мають можливість зміщення під дією відцентрових сил інерції;
- виявити характер впливу (зростання чи спадання) такого переміщення на силові та енергетичні характеристики ПрЗ;
- визначити величину відцентрових сил, що діють на нерівноважені елементи ППМ;
- виявити (з допомогою розрахункової схеми), яким чином відбувається передача та перетворення (передаточне відношення) сил інерції у вихідне зусилля;
- враховуючи дію відцентрових сил інерції на нерівноважені елементи ППМ створити математичну модель передачі сил;
- на основі створеної математичної моделі виявити залежність від частоти обертання шпindelя коефіцієнта підсилення – силових характеристик ПрЗ, що визначається як відношення його вихідного зусилля S_{Σ} до вхідного Q (рис. 2). Визначення силових характеристик ПрЗ з врахуванням впливу відцентрових сил інерції дає змогу оцінити ефективність його роботи на високих частотах обертання шпindelя.

Оскільки ПрЗ і ЗП з'єднані між собою послідовним кінематичним зв'язком, то для розрахунку (визначення) параметрів ПрЗ, які необхідні для стабілізації зусилля затиску заготовки при підвищенні частоти обертання, потрібно розглядати також передачу сил в ЗП з врахуванням впливу відцентрових сил інерції. Співставляючи залежності силових характеристик ПрЗ і ЗП від частоти обертання шпindelя при умові стабільності зусилля затиску визначаються параметри (геометрично-масові характеристики) цих вузлів, що забезпечують взаємокомпенсацію впливу відцентрових сил інерції, тобто стабільність зусилля затиску заготовки [4]. Таким чином загальний алгоритм проектування ППМ, пристосованого для роботи на високих частотах обертання, враховує в якості вихідних даних результати, отримані на окремих рівнях проектування ЗМ, в тому числі при проектуванні ЗП та при компоновочній проробці ПрЗ.

З теоретичних досліджень [5, 6] видно, що працездатність і силові характеристики ПрЗ з геометричним замиканням і охопленою (зовнішня робоча фасонна поверхня) муфтою затиску (рис. 1, 2 б) з підвищенням частоти обертання збільшуються на відміну від ПрЗ з охоплюючою (внутрішня робоча фасонна поверхня) муфтою затиску (рис. 2 а). Тобто, характер (спадання, зростання) залежності силових та енергетичних характеристик ПрЗ з геометричним замиканням від частоти обертання шпindelя визначається конструкцією їх ППМ зокрема видом муфти затиску [5, 6]. Таким чином ПрЗ може впливати на величину натягу і зусилля затиску в ЗМ при зміні частоти обертання шпindelя [4]. Це явище пояснюється додатковим переміщенням нерівноважених елементів ППМ (розклинюючих елементів, важелів, ланок шарнірних механізмів і т.д.) під дією відцентрових сил інерції. Переважна більшість багатошпindelних токарних автоматів вітчизняного (СРСР) виробництва оснащена важільними ПрЗ з охоплюючою (погіршення силових характеристик при підвищенні частоти обертання) муфтою затиску (рис. 2

a): мод. 1Б265, 1Б290, 1216, 1Б225.

Для максимального використання роботи відцентрових сил з метою отримання додаткового вихідного зусилля ПрЗ, ППМ необхідно проектувати так, щоб рух його елементів (кульок, важелів, ланок шарнірних механізмів і т.д.) під час затиску був спрямований перпендикулярно (якомога ближче до перпендикуляру) від осі обертання шпинделя. Саме тому для затиску заготовок на високих частотах обертання доцільно застосовувати конструкцію ПрЗ з охопленою муфтою затиску (рис. 1, 2 б).

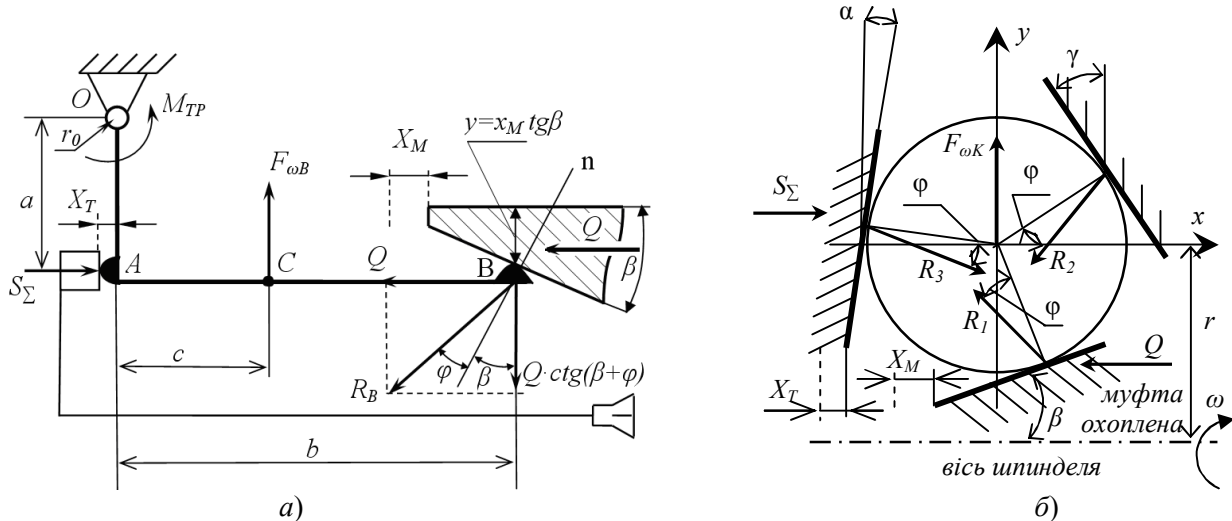


Рис. 2. Розрахункові схеми важільного ППМ з охоплюючою (а) та кулькового (роликів) ППМ з охопленою (б) муфтами затиску

У відповідності із загальноприйнятим порядком [7, 8] проектування ПрЗ для роботи на високих частотах обертання варто вести від принципу компенсації втрати зусилля затиску до його конструкції. Через це процес проектування ППМ таких ПрЗ доцільно розділити на два етапи:

- вибір типу і конструктивної схеми ППМ, що дозволяє стабілізувати зусилля затиску ЗМ;
- розробка (розрахунок геометрично-масових параметрів) елементів конструкції ППМ.

Величина зміни вихідного зусилля ПрЗ при підвищенні частоти обертання залежить від геометричних і масових параметрів елементів ППМ [5, 6], тому стабілізація зусилля затиску ЗМ на високих частотах обертання залежить від відповідності (сумісності) геометрично-масових параметрів ППМ і ЗП [4]. Цілеспрямовано підбираючи геометрично-масові параметри ППМ у відповідності до параметрів ЗП (поєднуючи ППМ і ЗП з відповідними геометрично-масовими параметрами), можна отримувати зростаючі, спадаючі і стабільні силові характеристики ЗМ на різних частотах обертання шпинделя. Тому, завершальним етапам проектування ППМ є розробка елементів конструкції ППМ:

- на основі вихідних даних для проектування розраховуються значення геометрично-масових параметрів ППМ для стабілізації зусилля затиску на підвищених частотах обертання;
- враховуючи вимоги та обмеження при необхідності проводиться оптимізація параметрів елементів ППМ.

Після того як ПрЗ спроектовано, необхідно провести його випробування і аналіз роботи в процесі затиску-розтиску та в стані геометричного замикання при зміні частот обертання і у статиці, що дозволить додатково відкоригувати параметри конструкції, елементів та регулювання. Також можна скористатися способом макетних досліджень та врахувати результати досліджень аналогічних механізмів, що були спроектовані раніше.

Отже, при проектуванні ППМ для роботи на високих частотах доводиться вирішувати завдання, пов'язані з вибором типу ППМ, структури для вибраного типу ППМ, схеми для вибраної структури і конструкції з кращими (оптимальними) параметрами при вибраній схемі (рис. 3). Вдосконалення виробництва ПрЗ для високошвидкісної обробки пов'язане також з уніфікацією його вузлів і вдосконаленням технології виготовлення найбільш відповідальних деталей із застосуванням нових зносостійких і високоміцних матеріалів, здатних витримати великі навантаження (в т. ч. від дії відцентрових сил інерції) протягом тривалого періоду експлуатації.

Зменшити втрати енергії (особливо на високих частотах обертання) за рахунок усунення тертя між рухомими і нерухомими відносно корпуса верстата елементами ПрЗ і джерела енергії

можна шляхом подачі до ПрЗ вхідного зусилля з використанням електромагнітної взаємодії. Зазначений принцип реалізовано у двох запропонованих автором конструкціях ПрЗ [9, 10].

Запропонований ПрЗ пристрою для затиску пруткового матеріалу [9] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 4) корпус 2 з шарнірно приєднаним до нього з допомогою важелів 3 і 4 якорем електромагніту 5, що складається з окремо закріплених вантажів, виконаних у вигляді сегментів циліндру. Мале плече важеля 3 має можливість силової взаємодії із стаканом 6. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі приводна втулка 7, що має можливість одночасної силової взаємодії з гайкою 8 нагвинченою на трубу затиску 9 та стаканом 6 за допомогою набору пружних елементів 10, для попереднього натягу яких використана гайка 11, що встановлена на приводній втулці 7. Правим кінцем труба затиску 9 з'єднана з цанговим патроном (на кресленні не показаний). Радіальна 12 та торцева 13 котушки електромагніту жорстко закріплені на шпиндельному барабані 14 таким чином, що вектори зусиль, які діють на якорь 5 (рис. 4 в, з) внаслідок його електромагнітної взаємодія з цими котушками знаходяться в різних площинах.

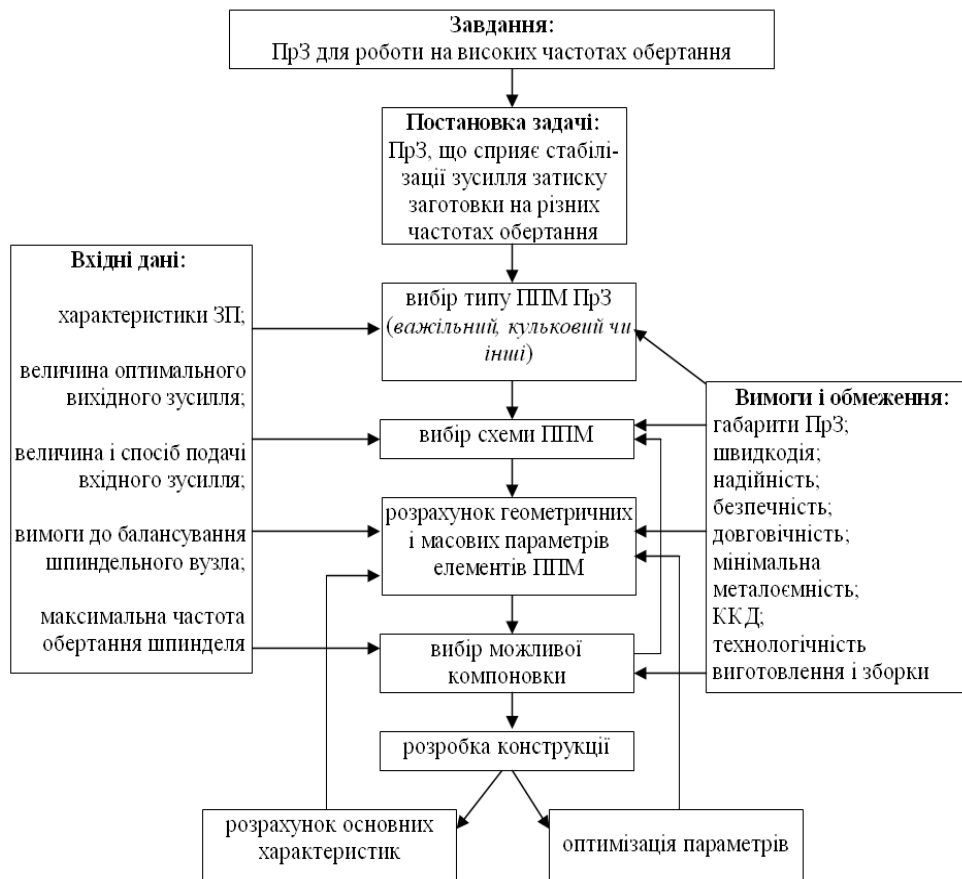


Рис. 3. Алгоритм проектування ПІМ ПрЗ, що сприяють стабілізації зусилля затиску заготовки на високих частотах обертання

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 4 а) до радіальної котушки електромагніту 12 підводиться електричний струм. При цьому вантажі, що складають якорь електромагніту 5 притягуються до внутрішньої поверхні радіальної котушки 12, чому сприяє також вплив відцентрових сил інерції, які діють на вантажі під час обертання шпинделя.

Робота сил інерції, що діють на вантажі якоря 5, сприяє зменшенню потужності і габаритів котушки 12 та збільшенню вихідного зусилля (може бути використане для компенсації втрат зусилля затиску в ЗП) під час збільшення частоти обертання, а також запобігає різкій втраті зусилля затиску заготовки під час обертання шпинделя в разі аварійного відключення живлення котушки 12. Рух вантажів якоря 5 спричиняє повертання важелів 4 і 3, при цьому останній своїм коротким плечем натискає на стакан 6 і передає осьове зусилля через набір пружних елементів 10, гайку 11, рухома приводна втулка 7 та гайку 8 трубі затиску 9.

Для здійснення розтиску (рис. 4 б) необхідно припинити подачу електричного струму до

радіальної котушки 12 та подати електричний струм до торцевої котушки 13. При цьому вантажі, що складають ярів електромагніту 5, притягуються до поверхні торцевої котушки 13, чим спричиняють провертання важелів 3 і 4 в зворотному напрямі відносно процесу затиску та знімають натяг в механізмі. При відсутності натягу під дією пружності пелюсток цанги (на кресленні не показана) відбувається розтиск заготовки, що супроводжується рухом труби затиску 9, рухомої приводної втулки 7 та розмішених на них елементів у зворотному напрямі відносно процесу затиску.

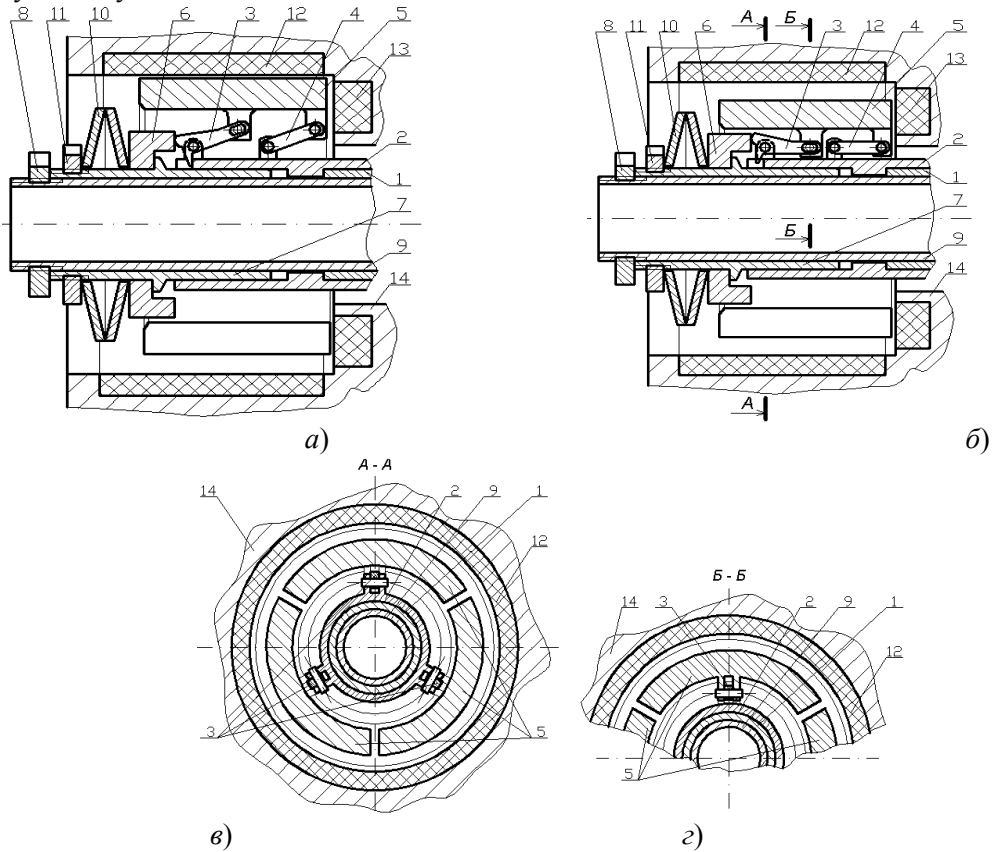


Рис. 4. Пр3 пристрою для затиску пруткового матеріалу по деклараційному патенту України № 47293 на корисну модель: а, б) поздовжні розрізи в стані "затиснуто" і "розтиснуто" відповідно; в, г) поперечні перерізи

Запропонований Пр3 пристрою для затиску пруткового матеріалу [10] містить встановлений на шпинделі 1 (рис. 5) та застрахований від провертання відносно нього шпонкою 2 корпус 3 з розмішеними на ньому муфту затиску 4, а також ротором 5 електродвигуна та гайкою 6, що базуються на різьбовій поверхні корпуса 3, причому муфта затиску 4 має можливість силової взаємодії з стаканом 7. На задньому кінці шпинделя 1 встановлена рухома в осьовому напрямі приводна втулка 8, що має можливість одночасної силової взаємодії з гайкою 9 нагвинченою на трубу затиску 10 та стаканом 7 за допомогою набору пружних елементів 11, для попереднього натягу яких використана гайка 12, що встановлена на приводній втулці 8. Правим кінцем труба затиску 10 з'єднана із ЗП (на кресленні не показаний). На роторі 5 розмішені електричні обмотки 13, які мають можливість електромагнітної взаємодії з електричними обмотками 14, які розмішені на статорі 15, що жорстко зв'язаний з шпиндельним барабаном 16. Обойма 17, що виконана як одне ціле з статором 15, має можливість силової взаємодії з муфтою затиску 4 через опорні підшипники 18, що зафіксовані гайкою 19, встановленою на муфті затиску 4.

Робота пристрою для затиску пруткового матеріалу відбувається наступним чином. Для здійснення процесу затиску (рис. 5 а) на обмотки 14 статора 15 подається електричний струм. При цьому навколо обмоток 14 утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками 13 ротора 5 і спричиняє в них появу обертового моменту. Внаслідок того, що обмотки 13 жорстко зв'язані з ротором 5 обертовий момент передається на ротор 5 і спричиняє його обертально-поступальне переміщення відносно різьбової поверхні корпуса 3 на величину, яка залежить від фактичного діаметра прутка, що затискається. Жорстко закріплена на роторі 5 обойма 17 передає осьове зусилля на муфту затиску 4 через опорні підшипники 18. Далі муфта затиску 4 передає

осьове зусилля на трубу затиску 10 через стакан 7, набір пружних елементів 11, гайку 12, приводну втулку 8 і гайку 9. Процес затиску продовжується до моменту досягнення необхідного зусилля затиску, яке залежить лише від параметрів струму, що подається на обмотки статора 14 і є стабільним, тобто не залежить від величини відхилення радіальних розмірів оброблюваного прутка. Обертально-поступальний рух ротора 5 (процес затиску) припиняється самовільно при досягненні необхідного зусилля затиску і, як наслідок, зростання зусилля, що протидіє його осьовому переміщенню. Момент закінчення процесу затиску (зупинки ротора) відображається у характеристиках струму, що проходить в обмотках статора 14. Після закінчення процесу затиску підведення струму до обмоток статора 14 припиняється, причому підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самогаальмовування в різьбовому з'єднанні ротора 5 і корпусу 3.

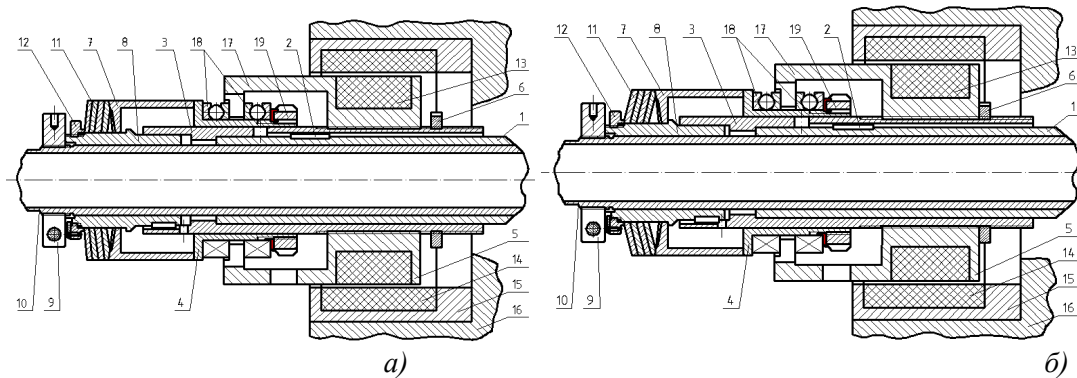


Рис. 5. ПрЗ пристрою для затиску пруткового матеріалу (заявка на винахід а 2009 06409), поздовжні розрізи пристрою без механізму підсилення осьового зусилля в стані: а) "затиснуто", б) "розтиснуто"

Для здійснення розтиску (рис. 5 б) на обмотки статора 14 подається струм з характеристиками, які зумовлюють рух ротора 5 в протилежному напрямі, порівняно з процесом затиску, до упору в гайку 6, розташовану на корпусі 3. Це спричиняє рух обойми 17, муфти затиску 4, стакана 7, приводної втулки 8 і труби затиску 10 в зворотному напрямі порівняно з процесом затиску. Заготовка розтискається під дією пружності пелюсток цангового патрона (на кресленні не показаний). Для покращення силових характеристик даного механізму його муфту затиску 4 можна виконати з фасонною поверхнею, а корпус 3 оснастити важелями (не зображені), які закріплені на осях і мають можливість провороту відносно корпусу 3 та одночасної силової взаємодії з муфтою затиску 4 і стаканом 7.

1. Эль-Дахаби Ф.В. Синтез высокоскоростных зажимных патронов токарных станков. Дис... канд. техн. наук. 05.03.01. – К.: 2006. – 165 с.
2. Ахрамович В. Н. Способы компенсации центробежных сил в кулачковых патронах // СТИН. – 1997. – № 2. – С. 35-38.
3. Кузнецов Ю.Н., Эль-Дахаби Фарук. Системно-морфологический подход при синтезе высокоскоростных зажимных патронов // Наукові праці КНТУ. – 2004. – №15. – 267 с.
4. Придальний Б.І. Вплив частоти обертання шпинделя на силові характеристики затискного механізму з важільним приводом // Всеукраїнський науково-технічний журнал "Промислова гідраліка і пневмоавтоматика". – 2007. – №3 (17). – С 64–72.
5. Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г., Придальний Б.І. Вплив відцентрових сил інерції на передачу сил у важільних приводах затиску з геометричним замиканням. // Наукові нотатки. Випуск 18.– Луцьк 2006. – С. 230-240.
6. Придальний Б.І., Кузнецов Ю.М., Редько Р.Г. Вплив відцентрових сил на силові характеристики приводів затиску з розклинюючими елементами і геометричним замиканням. // Наукові нотатки. Випуск 25.– Луцьк – 2009р. с. 297– 303.
7. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов.- Дис... докт. техн. наук.- М.: МВТУ им Н.Э.Баумана, 1984. – 515 с.
8. Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография. В 2-х ч. / Под ред. Ю.Н. Кузнецова. – К: ООО «ЗМОК» – ООО «ГНОЗИС», 2010.
9. Декл. пат. на кор. модель 47293 Україна, (2009) В23В13/00. Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.; заявник і власник патенту Луцький національний технічний університет, опубл. 25.01.10. Бюл. №2.
10. Заявка на винахід а 2009 06409. Пристрій для затиску пруткового матеріалу / Кузнецов Ю.М., Придальний Б.І., Редько Р.Г.

Стаття надійшла до редакції 26.09.2013.