УДК 621.941.2
[1]Б.І. Придальний, [2]Ю.М. Кузнєцов, [1]Р.Г. Редько, [1]Р.П. Голодюк
[1]Луцький національний технічний університет
[2]Національний технічний університет України „Київський політехнічний інститут”

ВПЛИВ ВІДЦЕНТРОВИХ СИЛ НА СИЛОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ З РОЗКЛИНЮЮЧИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ І ГЕОМЕТРИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ

Виконано порівняльний аналіз впливу відцентрових сил інерції на коефіцієнт підсиленні двох типів приводів затиску з розклинюючими елементами і геометричним замиканням при різних значеннях коефіцієнта тертя. На основі проведеного аналізу дана характеристика працездатності кожного типу привода.

Ключові слова: *привод затиску, механізм затиску, токарний автомат, частота обертання шпинделя.*

Постановка проблеми. Зважаючи на, продиктоване технічним прогресом, підвищення частоти обертання шпиндельних вузлів металообробних верстатів і необхідність компенсації втрати зусиль затиску заготовки, виникла потреба в теоретичних і практичних дослідженнях передачі сил в кульковому приводі механізму затиску верстатів з врахуванням впливу сил інерції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

В механізмах затиску токарних автоматів і револьверних верстатів найбільше поширення отримали приводи з геометричним замиканням, якими оснащені одношпиндельні автомати і револьверні верстати малих розмірів та горизонтальні багатошпиндельні токарні автомати [1]. Ці приводи затиску можуть бути ефективними у верстатах з паралельною кінематикою завдяки можливості розриву зв’язку з джеролом енергії під час обробки.

Широке застосування приводів з геометричним замиканням обумовлено наступними їх перевагами:

- енергетична економічність – потреба в підведенні енергії зовні тільки для замикання-розмикання (затиску-розтиску) механізму;
- безпека при аварійному вимкненні джерела енергії в період, коли заготовка затиснута;
- можливість отримання великих зусиль затиску заготовки при малих габаритах;
- швидкодія, що досягається завдяки малим масам і переміщенням деталей привода.

Передавально-підсилюючий механізм є останньою ланкою підсилення підсистеми "привод-патрон". Його ведуча ланка забезпечує стійку рівновагу цієї системи в геометрично замкнутому стані. Основні конструктивні варіанти передавально-підсилюючого механізму постійної структури можна розбити на чотири групи за принципом передачі руху і сил від ведучої до ведомої ланки: 1) з розклинюючими елементами (кулькові або роликові); 2) з двоплечими важелями (важільні); 4) з шарнірними багатоланковиками; 4) з передаточними ланками змішаного типу. Механізми змішаного типу практично не застосовується в приводах затиску через підвищену чутливість зусиль і переміщень до похибок довжини ланок і зносу слабкої ланки – осі шарніра. Переважна більшість приводів затиску оснащена передавально-підсилювальними механізмами перших двох типів.

Кулькові (роликові) механізми завдяки очевидним технологічним перевагам на протязі багатьох років застосовувалися в конструкціях багатошпиндельних токарних автоматів Київського заводу верстатів-автоматів ім. Горького (зараз ВАТ "Веркон"), Московського заводу ім. С. Орджонікідзе, фірм New Britain (USA), Amtec France (франція), револьверних верстатів Новочеркаського верстатобудівного заводу та верстатів ряду інших фірм.

Параметрична надійність механізму затиску, що має привод затиску з геометричним замиканням, визначається зносостійкістю всіх ланок, що входять в ланцюг замикання. В даному випадку критерієм довговічності є не тільки такі фактори, як, наприклад, збереження шару цементації на поверхнях, що зношуються, але, в першу чергу, збереження необхідної для нормального функціонування механізму величини переміщення ведомої ланки передавально-підсилюючого механізму і підтримка необхідної сили затиску.

На основі раніше проведених досліджень [2] можна зробити висновок про практичну рівноцінність по ККД кулькових та важільних механізмів з однаковими кінематичними

© Б.І. Придальний, Ю.М. Кузнєцов, Р.Г. Редько, Р.П. Голодюк

показниками. При цій умові варто віддати перевагу механізму (визнати кращим механізм), який має більш просту, технологічну і компактну конструкцію.

В аспекті простоти, технологічності та ремонтопридатності переваги кулькового механізму перед важільним очевидні. Економічність конструкції кулькового механізму підвищується, крім того, за рахунок можливості використання стандартних кульок (роликів), які випускаються підшипниковою промисловістю. Деяке підвищення ККД, котре можна отримати для важільних механізмі за рахунок введення ролика на кінці довгого плеча важеля, супроводжується появою додаткових двох деталей (ролика та осі), тобто за рахунок ускладнення конструкції.

Варто переглянути і питання зносостійкості розглядуваних типів механізмів. Якщо кількість важелів, які можуть бути встановлені, не перевищує трьох, то кількість встановлених кульок може досягати 12…14. Таким чином, при однакових загальних навантаженнях на механізми і близьких ККД, навантаження, яке припадає на один робочий контакт, в кулькових механізмах в декілька разів менше ніж у важільних, що повинно обумовлювати більш високу довговічність кулькових механізмів. Крім того, кулькові механізми не містять таких сильно навантажених деталей, як важелі та осі.

Порівняння габаритів кулькових та важільних передавально-підсилюючих механізмів показує, що при однакових силових та кінематичних характеристиках їх радіальні габарити можна вважати однаковими. Однак, для важільних механізмів потрібно більше місця в осьовому напрямі, оскільки вздовж осі механізму розміщується довге плече важеля, яке в декілька раз перевищує по довжині коротке, що визначає радіальний габарит.

Силові характеристики передавально-підсилюючих механізмів можна описати коефіцієнтом підсилення. У механізмах з розклинюючими елементами величина коефіцієнта підсилення обмежується умовами розклинювання (розмикання механізму). У важільному механізмі можна отримати коефіцієнт підсилення у 3,5…6 раз більший порівняно з кульковим [3]. Це дає можливість важільному механізму, при інших однакових параметрах, розвивати відносно більші зусилля на ведомій ланці або зменшити необхідну величину вхідного зусилля, яке прикладається до ведучої ланки (муфти затиску). Такі можливості дозволяють підвищити зносостійкість муфти затиску, але разом з тим збільшують величину її ходу, тобто тривалість затиску (зменшується швидкодія).

Порівняльний аналіз обох розглянутих типів передавально-підсилюючих механізмів [2] показав їх рівноцінність по ККД при перевагах кулькових (роликових) механізмів по технологічності, ремонтопридатності, довговічності і компактності. Чи не єдиним недоліком кулькових передавально-підсилюючих механізмів (рис.1, *а*) і, як наслідок, приводів затиску класичної конструкції, що містять у своєму складі ці механізми, є обмеженість їх силових характеристик та втрата ККД на високих частотах обертання.

В роботі [3] представлена формула для знаходження коефіцієнта підсилення $K_П$ в кульковому механізмі без врахування впливу відцентрових сил інерції кульки та її провороту відносно контактуючих поверхонь.

$$K_П = \frac{S}{Q} = \frac{\sin(\alpha+\varphi)\sin(\gamma+\varphi)}{\sin(\beta-\varphi)\sin(\gamma-\varphi)} \qquad (1)$$

де α, β, γ – величини геометричних кутів механізму; φ – значення кута тертя; Q і S – відповідно вхідне (прикладене до муфти затиску) і вихідне (прикладене до затискної труби) зусилля (рис.1, *а*).

Формулювання цілі статті.

Тому *метою даної роботи* є проведення порівняльного аналізу впливу відцентрових сил інерції на коефіцієнт підсиленні двох типів приводів затиску з розклинюючими елементами і геометричним замиканням при різних значеннях коефіцієнта тертя.

Основна частина.

Знайдемо коефіцієнт підсилення механізму з охоплюючою муфтою затиску (рис. 1, *а*) з врахуванням впливу відцентрової сили інерції кульки $F_Ц = zm\omega^2 r$ де: z – кількість кульок; m – маса однієї кульки; ω – частота обертання; r – відстань центра тяжіння кульки від осі обертання привода (шпинделя).

З рис.1, *б* $\frac{Q}{S} = \frac{\sin(\alpha+\varphi)\sin(\gamma+\varphi)}{\sin(\beta-\varphi)\sin(\gamma-\varphi)}$

© Б.І. Придальний, Ю.М. Кузнєцов, Р.Г. Редько, Р.П. Голодюк

$$R_1 = \frac{R_B}{\cos(\gamma+\varphi)} = \frac{\sin(\alpha+\varphi)}{\sin(\gamma+\varphi)}; \quad R_3 = \frac{S}{\cos(\alpha+\varphi)}$$

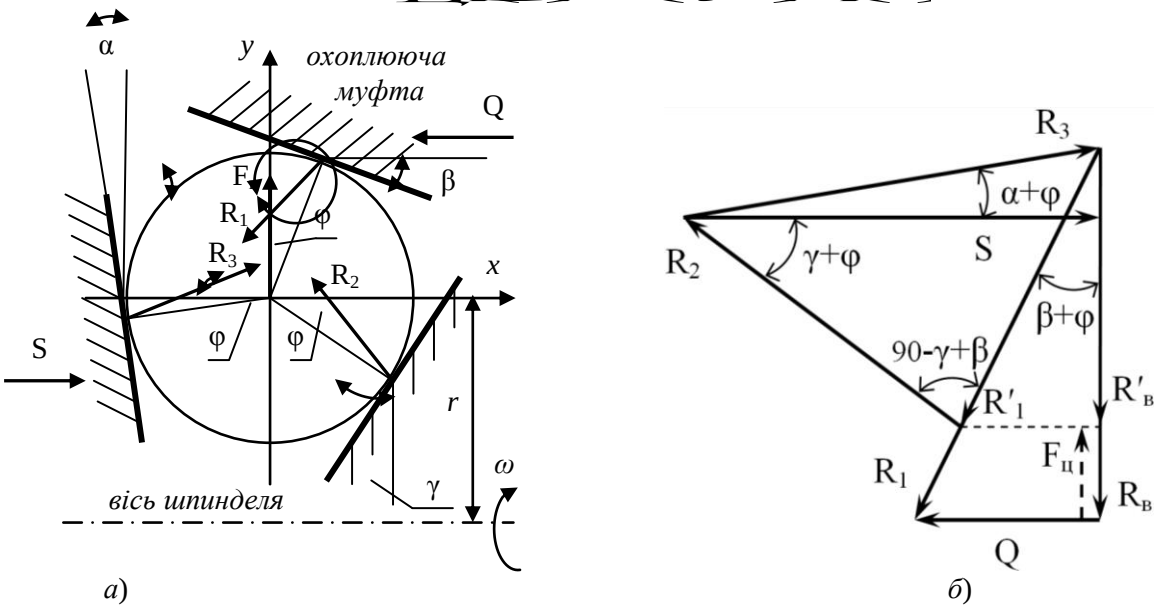
З теореми "синусів" випливає:

$$\frac{\sin(\alpha+\varphi)}{R_1} = \frac{\cos(\gamma+\varphi)}{R_3}$$

Підставимо в останній вираз попередні

$$\frac{\sin(\alpha+\varphi)\cos(\gamma+\varphi)}{\cos(\gamma+\varphi)\sin(\alpha+\varphi)} = \frac{R_1}{R_3} = \frac{S}{S}$$

$$\frac{S}{S} = \frac{\cos(\gamma+\varphi)\sin(\alpha+\varphi)}{\cos(\gamma+\varphi)\sin(\alpha+\varphi)}$$



а) *б*)

Рис. 1. Розрахункова схема (а) та співвідношення сил (б) передавально-підсилюючого механізму з розклинюючими елементами і охоплюючою муфтою

Поділимо на Q. Таким чином отримуємо формулу для визначення коефіцієнта підсилення розглянутого кулькового механізму $K_{П1}$

$$K_{П1} = \frac{S}{Q} = \frac{\cos(\gamma+\varphi)\sin(\alpha+\varphi)\left[\sin(\gamma+\varphi)\cos(\alpha+\varphi) - \frac{m\omega^2 r}{Q}\cos(\gamma+\varphi)\right]}{\sin(\alpha+\varphi)\sin(\gamma+\varphi)} \tag{2}$$

Оскільки у виразі (2) величина ω знаходиться в чисельнику із знаком "мінус", то збільшення частоти обертання механізму призведе до зменшення коефіцієнта підсилення $K_{П1}$ (рис. 2), тобто до погіршення роботи механізму, і ще більше при збільшенні кута тертя φ.

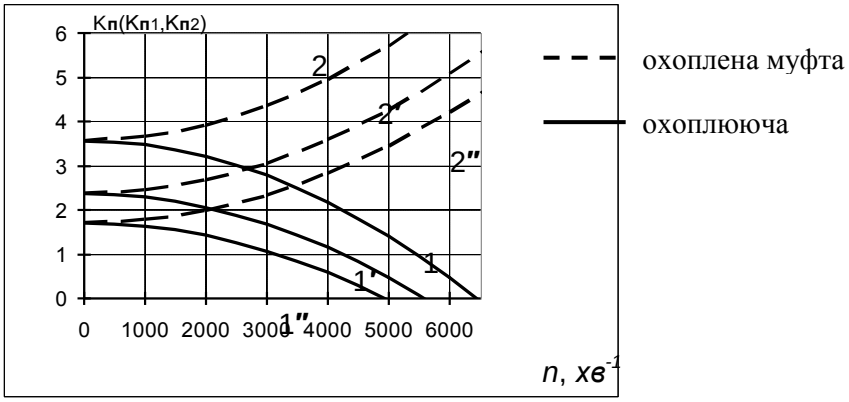
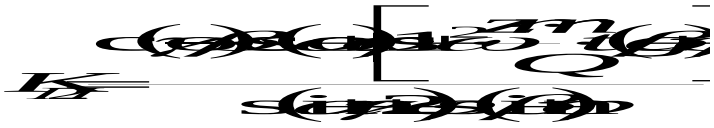


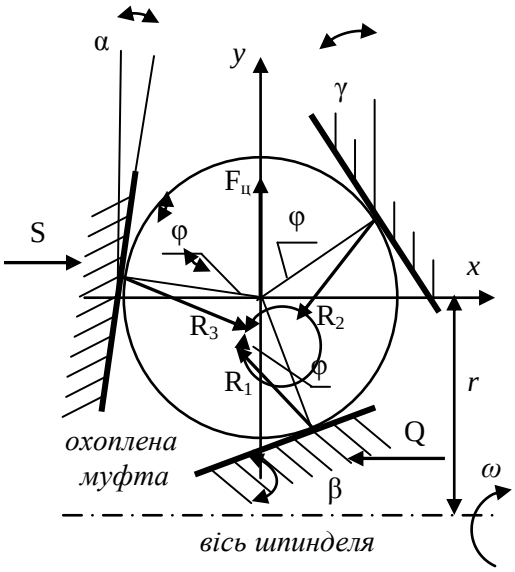
Рис. 2. Залежності коефіцієнта підсилення кулькового привода з геометричним замиканням від впливу відцентрових сил при α+γ=35°, β=15°, однакових інших геометрично-масових параметрах (z=8, m=0,06кг, r=0,06м) та різних φ: 1(2)=6°; 1′(2′)=12°; 1″(2″)=18°

© Б.І. Придальний, Ю.М. Кузнєцов, Р.Г. Редько, Р.П. Голодюк

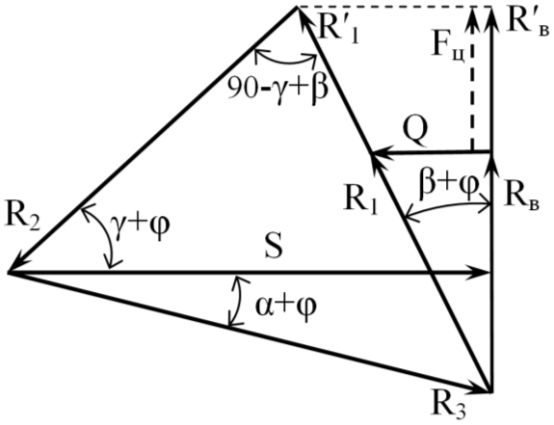
Отримання додаткового зусилля на виході привода затиску (покращення силових характеристик) можливе при застосуванні механізму з охопленою розклинюючими елементами муфтою затиску (рис. 2) на токарних верстатах, які працюють в автоматичному циклі (затиск і розтиск під час обертання шпинделя) на високих частотах обертання. При цьому відцентрові сили інерції, що діють на розклинюючі елементи, виконують корисну роботу, яка затрачається на збільшення сили затиску навіть після силового замикання і на зменшення витрат енергії в процесі затиску.

Знайдемо коефіцієнт підсилення механізму з охопленою муфтою затиску (рис. 3, *а*) з врахуванням впливу відцентрової сили інерції кульки $F_ц$. По аналогії з попереднім механізмом (з охоплюючою муфтою), опираючись на схему рис. 3, б, отримуємо вираз для визначення коефіцієнта підсилення $K_{П2}$ кулькового механізму з охопленою муфтою затиску.





(*а*)



(*б*)

Рис. 3. Розрахункова схема (а) та співвідношення сил (б) передавально-підсилюючого механізму з розклинюючими елементами і охопленою муфтою

Такий принцип роботи реалізований в затискному механізмі (рис. 4) [4].

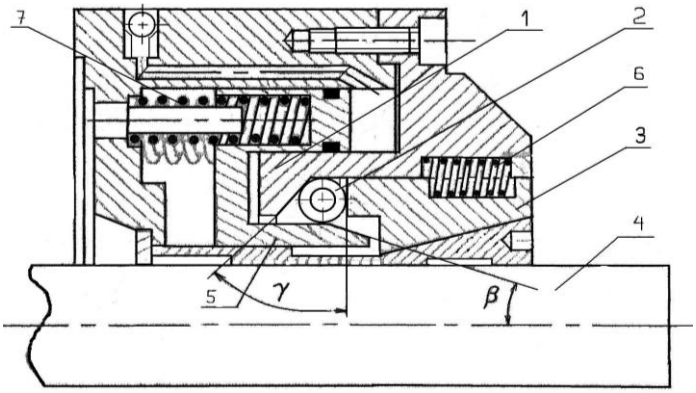


Рис. 4. Затискний механізм з геометричним замиканням (роликовий або кульковий) і охопленою муфтою затиску

Затискний механізм (рис. 4) містить охоплену тілами кочення затискну муфту 5 виконану як одне ціле з поршнем підпружиненим пружинами 7. Фасонний профіль 5 утворений кутом β і відвернутий від осі обертання механізму. Пружини 7 забезпечують переміщення муфти 5 при затиску. При обертанні механізму на тіла кочення 2 діють відцентрові сили, які за рахунок

© Б.І. Придальний, Ю.М. Кузнєцов, Р.Г. Редько, Р.П. Голодюк

"закритого" гострого кута γ (спрямованого в напрямку їх дії) утвореного торцями нерухомого 1 і рухомого 3 упорів додатково штовхають останній. Це зумовлює появу додаткового зусилля затиску заготовки 4. Для відводу рухомого упору 1 при розтиску передбачені пружини 6.

Висновок

На роботу механізму з розклинюючими елементами (тілами кочення) під час обертання на високих частотах суттєво впливає його конструкція. При використанні механізму з охоплюючою муфтою затиску відцентрові сили інерції, які діють на розклинюючі елементи, призводять до погіршення його роботи, що проілюстровано на рис.2. Причиною цього є розкритий кут (вершина кута спрямована в напрямку протилежному напряму дії відцентрових сил) між контактуючими з кулькою поверхнями рухомого та нерухомого упорів. Така конструкція механізму не "пристосована" до роботи на високих частотах обертання оскільки призводить до зниження його коефіцієнта підсилення і вимагає збільшення зовнішнього зусилля під час затиску на високих частотах обертання. Механізм з охопленою затискною муфтою (рис.3,*а*) (фасонний профіль муфти відвернутий від осі обертання механізму та охоплюється тілами кочення) і гострим кутом між робочими поверхнями рухомого і нерухомого упорів спрямованим в напрямку дії відцентрових сил дозволяє підвищити енергетичні (ККД – зменшення витрат енергії в процесі затиску) та силові ($K_П$ – збільшення сили затиску навіть після силового замикання) показники цього механізму при роботі на високих частотах обертання (рис. 2). Отже, як висновок можна зазначити, що для затиску заготовок на високошвидкісних верстатах доцільно застосовувати приводи механізму затиску, в яких використовується схема зображена на рис. 2(*а*) з охопленою муфтою затиску і зовсім не рекомендується використовувати "класичні" механізми з охоплюючою муфтою затиску рис. 1(*а*).

- 1. Кузнєцов Ю. М. Верстати-автомати та автоматичні лінії. –К.–Тернопіль: ТОВ "ЗМОК"–ПП "Гнозіс", 2001.–198с.
- 2. Каганов В.С. Оптимизация параметров приводов механизма зажима с геометрическим замыканием токарных автоматов и токарно-револьверных станков.- Дис. канд. техн. наук, Ростов-на-Дону, 1980.
- 3. Кузнєцов Ю.М. Цільові механізми верстатів-автоматів і верстатів з ЧПК. Частина 3.- К.:ТОВ «ЗМОК»; Тернопіль: ТДТУ, 2001. – 354с
- 4. Патент України на винахід №83859. Затискний механізм. МПК B23B 13/00. /Кузнєцов Ю.М., заявка №A2006 03174 від 24.03.2006, опубл. 26.08.08, Бюл. №16.

© Б.І. Придальний, Ю.М. Кузнєцов, Р.Г. Редько, Р.П. Голодюк