

УДК 621.9

М. Пилипець, докт. техн. наук; А. Гагалюк

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ВИЗНАЧЕННЯ СИЛИ ЗАТИСКУ ДЕТАЛЕЙ БЕЗЗАЗОРНОЮ КОНІЧНОЮ ОПРАВКОЮ

Резюме. Розроблено конструкцію беззazorної конічної оправки для затиску деталей по внутрішньому отвору. На основі розрахункової схеми базування циліндричної деталі на конічній оправці на попередньо обробленому отворі виведено аналітичні залежності для розрахунку зусилля затиску для забезпечення необхідної сили затиску, коефіцієнта передачі зусилля та умову самогальмування. Побудовано графічні залежності сили затиску заготовок від різних факторів.

Ключові слова: конічна оправка, сила затиску, базування, кут нахилу, деталь, зусилля, радіус, конічний ролик.

M. Pylypets, A. Gagalyuk

DEFINITION OF FORCE OF THE CLAMP OF DETAILS BY THE CONICAL CARTRIDGE

The summary. The design of an exact conical cartridge is developed for a clamp of details on an internal bore. On the basis of the settlement scheme of basing of a cylindrical detail on conical namorne on preliminary processed bore the deduced analytical dependences for calculation of effort of a clamp for maintenance of necessary force of a clamp, factor of drive of effort and a self-retardation condition. Graphic dependences of force of a clamp of preparations on different factors are constructed.

Key words: conical cartridge, force of a clamp, basing, discharge angle, detail, effort, radius, conical roller.

Умовні позначення:

α – кут нахилу робочої поверхні;

φ_1 – кут тертя ковзання по похилій поверхні ab ;

φ_2 – кут тертя ковзання по горизонтальній поверхні cd ;

W – необхідна сила затиску;

r_{cp} – середній радіус різьби гвинта;

β – кут підйому різьби гвинта;

φ_{np} – приведений кут тертя у різьбовій парі;

f – коефіцієнт тертя;

D_n – зовнішній діаметр опорного торця гайки;

D_n – внутрішній діаметр опорного торця гайки;

l – відстань від осі гвинта до точки прикладення сили $Q_{зам}$. $l = 14d_p$;

d_p – номінальний зовнішній діаметр різьби;

d – номінальний зовнішній діаметр гвинта;

$[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу гвинта при змінному навантаженні;

n – кількість роликів;

F_1, F_2 – сили тертя;

N – нормальна сила реакції;

$Q_{зам}$ – сила затиску.

Постановка проблеми. Затискні пристрої типу оправок мають значну сферу застосування у процесах механічного оброблення деталей. Як правило, використання подібних пристосувань обмежене, оскільки вони мають малу величину ходу розтискних елементів (до 1...1,5 мм) і підходять для деталей з певним типорозміром отвору, який попередньо вже обробили. Крім цього, поверхні оправок, на яких здійснюють базування, часто пошкоджують базувальну поверхню деталі. Тому при розробленні нових затискних пристроїв доцільно використовувати самозатискні

системи або, для зменшення енергозатрат, послуговуватися гвинтовими затискними пристроями.

Аналіз останніх результатів досліджень та публікацій. Як приклад, можна навести розроблені конструкції безззорних оправок з роликowymi елементами.

Результати досліджень розрахунків і проектування верстатних пристосувань висвітлено у працях В.А. Аршинова і Г.А. Алексеєнка [1], В.Е. Карпуся [2], А.П. Белоусова [3], окремі аспекти розрахунку конусних елементів наведено у монографії В.Т. Павлице [4]. Проте кожен новий пристрій має свою специфіку розрахунку та проектування, а отже, є потреба паралельно із розробленням конструкції розраховувати її конструктивно-силові параметри.

Мета роботи. Розробити інженерну методику розрахунку основних конструктивно-силових параметрів сконструйованої конусної безззорної оправки для затиску заготовок на внутрішньому отворі. Роботу виконано згідно з постановою Кабінету Міністрів України «Про розвиток машинобудування «Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні на 2010 – 2015 роки»».

Результати досліджень. Безззорна оправка, конструкцію якої зображено на рис.1, складається з конічного хвостовика 1, який жорстко, з можливістю колового повертання, встановлено в шпindel 2 верстата. За конічною хвостовою частиною справа виконано циліндричний бурт 3 більшого діаметра, який з правого боку переходить у циліндричну ступінчасту поверхню 4, на яку жорстко встановлено конусну втулку 5 з фланцем 6. Зовнішній діаметр останнього дорівнює зовнішньому діаметру циліндричного бурта 3, і вони жорстко з'єднані між собою болтами 7, які розміщені рівномірно по колу. Зовнішній діаметр фланця 6 конусної втулки 5 взаємодіє з внутрішнім ступінчастим діаметром 8 цангової обойми 9 і їхня взаємна фіксація здійснюється за допомогою стопорного кільця 10, що встановлене в кільцеві канавки 11 і 12 відповідно фланця 6 і цангової обойми 9.

Остання розрізана по всій довжині наскрізним пазом 13 паралельно її осі. У простір між внутрішнім діаметром 14 цангової обойми 9 і зовнішнім діаметром конусної втулки 5 встановлено конічні ролики 15 – з можливістю осьового переміщення, а на зовнішній діаметр цангової обойми 9 встановлено циліндричну заготовку 16 внутрішнім діаметром.

Конічні ролики 15 з двох кінців лівою шийкою 17 меншого діаметра встановлені в умовний сепаратор в осьові отвори 18 бурта 3 більшого діаметра, осі яких паралельні до осі оправки 1 і розміщені рівномірно по колу, а праві шийки 19 конічних роликів 15 з двох боків профрезеровані, а на вільних кінцях виконані радіальні отвори 20, які взаємодіють з штифтами 21, запресованими в затискний корпус 22 по зовнішньому його діаметру. Крім цього, профрезеровані праві шийки 19 конічних роликів 15 взаємодіють з осьовими пазами 23 обмежувача 24 – з можливістю осьового переміщення, а обмежувач внутрішнім діаметром жорстко встановлений на циліндричну шийку 25 оправки 1 і взаємодіє з ним через штифт 26, який запресований у менший діаметр 27 обмежувача перпендикулярно до осі оправки 1.

Нижній кінець штифта 26 взаємодіє зі шпонковим пазом 28 шийки 25 оправки 1 – з можливістю відносного осьового переміщення, а у фланці обмежувача 24 з правого торця жорстко з'єднаний з вертикальною стійкою 29 затискного корпусу 22 трьома гвинтами 30, які розміщені рівномірно по колу. З іншого правого кінця затискний корпус 22 внутрішнім отвором через конусну поверхню 31 взаємодіє з відповідною конусною поверхнею гайки 32, яка нагвинчена на вільний правий кінець оправки 1. Правим кінцем гайка 32 взаємодіє зі стопорним кільцем 33, яке жорстко встановлене в кільцеву канавку 34, виконану у внутрішньому діаметрі правого боку затискного корпусу. Крім цього, на зовнішньому правому кінці затискного корпусу 22 нагвинчена циліндрична гайка 35 з радіальними 4 отворами 36 виконаними рівномірно по колу на зовнішньому її діаметрі, лівим торцем вона взаємодіє з торцем розрізної шайби 37. Остання взаємодіє із зовнішнім діаметром затискного корпусу 22, а лівим торцем – із

правим торцем упора 38, внутрішній діаметр якого більший від зовнішнього діаметра гайки 35 для вільного його знімання.

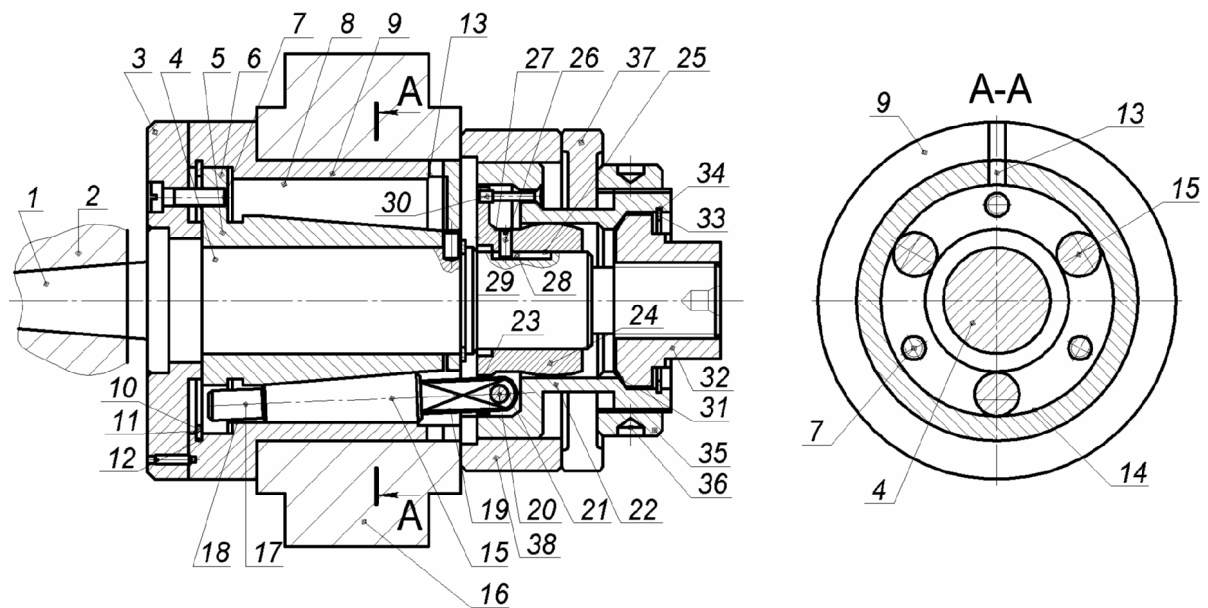


Рисунок 1 – Конструкція конічної беззazorної оправки

На основі аналізу результатів попередньо проведених досліджень ми пропонуємо таку методику розрахунку сили затиску беззazorної оправки.

Згідно з розрахунковою схемою (рис.2) сил контакту в зачепленні «ролик-конус» даної оправки, вертикально напрямленій силі W , яка створюється на похилій поверхні ab , і з якою ролик діє на розрізну втулку та забезпечує затиск заготовки, протидіють нормальна сила реакції N на похилій площині й сили тертя F_1, F_2 , які протилежно напрямлені силі Q_p , що діє на ролик у горизонтальній площині та яка, в свою чергу, протилежна силі затиску $Q_{зам}$. Самогальмування ролика на похилій площині підтискного стержня, яке спричиняє закріплення заготовки, забезпечують малі значення кута α нахилу площини підтискного стержня.

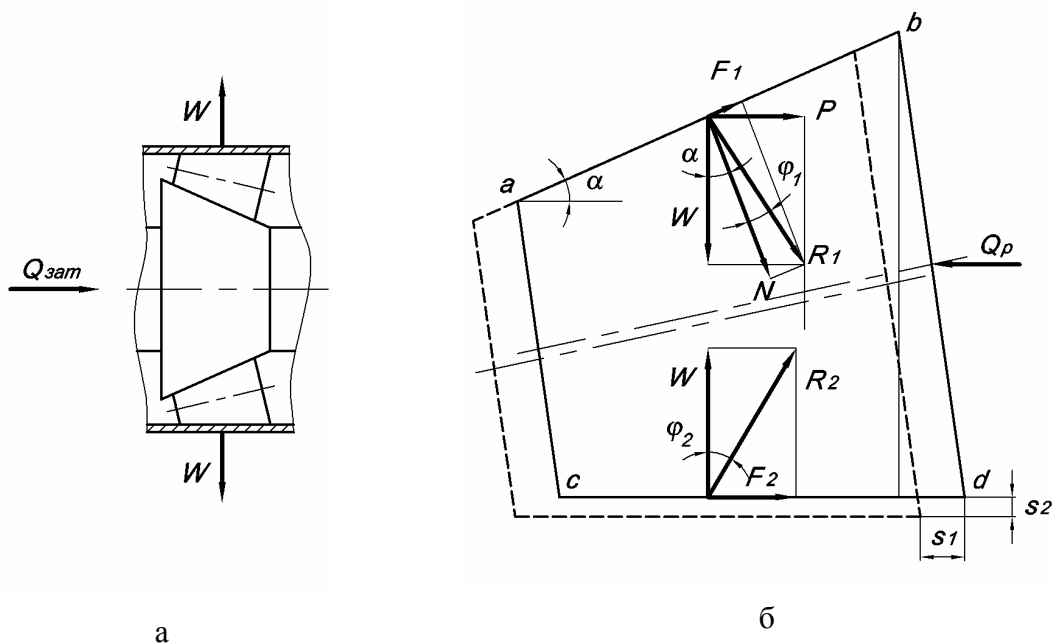


Рисунок 2 – Розрахункова схема взаємодії затискних елементів роликової оправки:

а) схема дії сил в оправці; б) схема дії сил у зачепленні «ролик-конус»;
1 – заготовка, 2 – цанга, 3 – конічні ролики, 4 – підтискний конічний елемент

Розглядаючи процес закріплення заготовки при умові рівноваги знайдемо співвідношення між силою Q_p і W без урахування тертя. Для цього замінимо сили N і F_1 їх рівнодійною R_l , розклавши її на складові сили W і P . При забезпеченні умови рівноваги ролика з тертям по двох поверхнях ab і cd дві вертикальні сили затиску W взаємно врівноважуються, а сила Q_p урівноважується силами P і F_2 (див. рис. 2б).

Відповідно сила

$$Q_p = P + F_2. \quad (1)$$

Згідно з розрахунковою схемою

$$P = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1); F_2 = W \cdot \operatorname{tg}\varphi_2. \quad (2)$$

Підставивши залежності (2) у рівність (1), отримаємо

$$Q_p = W \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2], \quad (3)$$

звідси необхідна сила затиску дорівнює

$$W = \frac{Q_p}{[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2]}. \quad (4)$$

При умові тертя тільки по похилій поверхні оправки, тобто $\operatorname{tg}\varphi_2 = 0$

$$W = \frac{Q_p}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)}. \quad (5)$$

Відношення сили затиску W до зусилля Q_p є передаточним відношенням сил

$$i = W/Q_p = 1/[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2]. \quad (6)$$

Величину s_2 , яка визначає переміщення ролика по вертикалі, можна визначити із співвідношення

$$i_{II} = s_2/s_1 = \operatorname{tg}\alpha. \quad (6)$$

Відповідно знаючи величину лінійного переміщення затискної гайки, яке фактично дорівнює переміщенню ролика по горизонталі s_1 , можна розрахувати діапазон пружної деформації затискної втулки пристрою:

$$s_2 = s_1 \operatorname{tg}\alpha. \quad (7)$$

Відповідно процес самогальмування відбувається при умові

$$\alpha \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (8)$$

Затискання здійснюємо ключем, закручуючи гайку. Відповідно силу затиску можна розрахувати за аналогічною методикою [1], наведеною нижче. Тобто сила, прикладена до ключа різьбового затиску з гайкою, дорівнює

$$Q_{зам} = \frac{W \left(r_{cp} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_{np}) + 0,33 f \frac{D_n^3 - D_g^3}{D_n^2 - D_g^2} \right)}{l}. \quad (9)$$

Необхідну силу затиску визначаємо з умови

$$W = 0,64 \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot [\sigma]_p = 0,5 d^2 [\sigma]_p. \quad (10)$$

Значення номінального зовнішнього діаметра гвинта пов'язане із необхідною силою затиску таким співвідношенням:

$$d = \sqrt{W/0,5[\sigma]_p}. \quad (11)$$

Співвідношення між силою $Q_{зам}$, прикладеною до ключа різьбового затиску, і силою Q_p , яка діє на ролик, таке:

$$Q_p = Q_{зам}/n. \quad (12)$$

З урахуванням залежностей (9), (10), (12) необхідне зусилля затиску оправки із ручним гвинтовим приводом можна розрахувати за формулою

$$W = \frac{0,5d^2 [\sigma]_p \left(r_{cp} \operatorname{tg}(\beta + \varphi_{np}) + 0,33f \frac{D_n^3 - D_e^3}{D_n^2 - D_e^2} \right)}{l \cdot n \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_2]} \quad (13)$$

Для встановлення оптимального кута нахилу площини підтискного конуса прораховано аналітичну залежність (13), підставивши реальні значення зусилля $Q_{зам}$ (сила, прикладена до ключа різьбового затиску), а саме: $Q_{зам} = 10; 15; 20; 25; 30$ Н. Теоретичні значення кута нахилу площини підтискного конуса були в межах $\alpha = 6 \dots 25^\circ$, кутів тертя ковзання $\varphi_1, \varphi_2 = 5 \dots 12^\circ$. Кількість роликів $n = 3$.

Аналізуючи числові дані, отримані в результаті розрахунку залежності (13), а також одержані графічні залежності $W = f(Q_{зам})$, встановлено, що затиск заготовки на безззорній оправці з конічними елементами запропонованої конструкції доцільно проводити в діапазоні значень кута нахилу площини підтискного конуса $\alpha = 9 \dots 15^\circ$. Поза межами цього діапазону можливий утруднений затиск унаслідок надто малої або ж великої сили тертя. Окрім цього, попередньо припускаємо, що отримані великі значення сили затиску свідчать про можливе заклинювання роликів і, як наслідок, утруднене знімання заготовки після механічного оброблення. На рис.3 зображено графік залежностей зміни сили затиску від зусилля затиску при різних значеннях кута нахилу конуса.

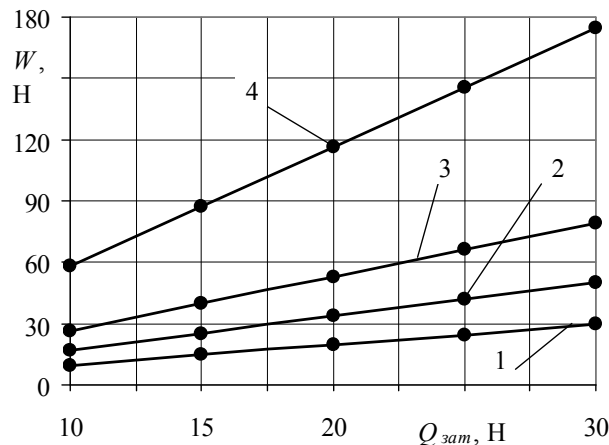


Рисунок 3 – Залежність зміни сили затиску від зусилля затиску $W = f(Q_{зам})$ при різних значеннях кута нахилу конуса: 1 – $\alpha = 10^\circ$; 2 – $\alpha = 12^\circ$; 3 – $\alpha = 15^\circ$; 4 – $\alpha = 17^\circ$

Проте для точніших результатів необхідна серія експериментальних досліджень, а в загальному випадку функція $W = f(Q_{зам})$ є лінійною, тобто при збільшенні зусилля затиску збільшується сила затиску заготовки.

Висновки. Графічні залежності, зображені на рис. 3, дають змогу комплексно оцінити інтенсивність впливу того чи іншого параметра (при заданих інших) на величину сили затиску в розробленій оправці, а також можуть бути основою для розроблення інженерної методики проектування аналогічних пристроїв.

Література

1. Аршинов В.А. Резание металлов и режущий инструмент / В.А. Аршинов, Г.А. Алексеенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 440 с.
2. Карпусь В.Е. Технологічні основи машинобудування / Карпусь В.Е. – Харків, 2007. – 290 с.
3. Белоусов А.П. Проектирование станочных приспособлений / Белоусов А.П. – М.: Высшая школа, 1980. – 342 с.
4. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / Павлище В.Т. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

5. Пат. №35060. Україна, МПК F16C 15/00. Безззорна оправка / Гагалюк А.В., Брошак І.І.; заявник і патентовласник Терноп. держав. техн. універ. ім. І.Пулюя. – № 200805353; заявл. 24.04.08; опубл. 26.08.08, Бюл. №16.

Одержано 05.02.2010 р.