

кінематичні параметри накатки зубців зубчастих коліс. Визначено оптимальні конструктивні параметри розробленого накатного інструменту. Знайдено особливі точки, які дають змогу ще на стадії проектування проаналізувати правильність виготовлення розробленого інструменту. Знайдено особливості технології виготовлення зубчастих коліс за допомогою розробленого гіперболоїдного інструменту. Визначено основні режими оброблення таких зубчастих коліс.

1. Витренко В.А. Гиперболоидные инструменты для обработки и отделки цилиндрических прямозубых зубчатых колёс: дис. ... д-ра техн. наук. – Луганск, 1995. – 305 с. 2. Давыдов Я.С. Незвольвентное сцепление. – М.: Машигиз, 1950. – 121 с. 3. Инструмент для современных технологий: справочник / под общ. ред. А.Р. Маслова. – М.: Изд-во “ИТО”, 2005. – 248 с. 4. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных сцеплений // – Изв. вузов. Машиностроение. – 1964. – №10. – С. 15–21. 5. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых сцеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

УДК 621.941.2-229.323

І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

АДАПТИВНІ ЕЛЕМЕНТИ МЕХАНІЗМІВ ЗАТИСКУ АВТОМАТИЗОВАНОГО ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ТОКАРНОГО ОБРОБЛЕННЯ

© Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О., 2013

Наведені результати теоретичних досліджень адаптивних затискних елементів токарних патронів, які створені навмисним введенням до їх конструкції зон деформації. З використанням САД/САЕ-систем проведена оцінка умов затиску у зоні контакту між адаптивними затискними елементами та поверхнею затиску. Проаналізовано напружений стан зони адаптації запропонованих затискних кулачків.

The scientific paper deals with the theoretical investigations results of turning clamping chucks adaptive clamping elements made by intentional imposition of deformation zones in their design. The estimation of clamping conditions in the contact zone between adaptive clamping elements and clamping surface was carried out with a help of CAD/CAE systems. The stress state of the given clamping cam adaptive zone was analyzed.

Постановка проблеми. Існуючі сьогодні способи охоплення розмірів заготовок під час затиску по циліндричних поверхнях затискними патронами (ЗП) на автоматизованому обладнанні для токарного оброблення та модулів на його основі реалізуються за трьома основними схемами: дискретній; неперервній; дискретно-неперервній. Під час реалізації таких схем охоплення затискний елемент (ЗЕ) має так звану “фіксовану” геометрію поверхні затиску. Затиск по циліндричній поверхні більшого чи меншого діаметра призводить до того, що прилягання ЗЕ відбувається по певних зонах контакту, в яких виникають високі поверхневі тиски. За затиску заготовки по чорнових базах – це допустиме явище, проте за затиску по оброблених чистових базах на кінцевих операціях технологічного процесу відбувається

пошкодження поверхні, зниження точності та жорсткості затиску. Одним із варіантів вирішення цієї проблеми є розточування “сирих” затискних кулачків або шліфування загартованих кулачків під певний діаметр затиску. Але в умовах швидкопереналагоджувального виробництва це вимагає великих фінансових затрат. Тому невирішеною залишається проблема адаптації ЗЕ до поверхні затиску у певному діапазоні діаметрів під час реалізації відповідних схем охоплення заготовок.

Аналіз останніх досліджень. Підвищення гнучкості затискних патронів розглядається в багатьох роботах вітчизняних та зарубіжних учених. У [1–5] закладені наукові основи створення самоналагоджувальних, широкодіапазонних, швидкопереналагоджувальних та багатофункціональних затискних механізмів, запропонований диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу, який дає змогу створювати нові структури затискних патронів, що розширюють технологічні можливості автоматизованого обладнання для токарного оброблення та верстатних модулів на його основі. Питання затиску пруткових заготовок у широкому діапазоні висвітлені у [3], де теоретично обґрунтовані та експериментально підтверджені принципи широкодіапазонного цангового затиску та принцип використання кількох передавально-підсилювальних ланок. Використання цих принципів дає змогу реалізувати невеликий діапазон охоплення заготовок. У [1, 3] показано, що за широкого діапазону затиску доцільно реалізовувати структури швидкопереналагоджувальних затискних патронів із дискретно-неперервною схемою охоплення, що зменшує кількість затискних елементів і скорочення часу на переналагодження. Це вимагає розв’язку задач, пов’язаних із пошуком нових підходів до реалізації дискретно-неперервної схеми охоплення і її втілення у конструкцію затискного патрона [4]. Питання створення і дослідження затискних патронів для затиску штучних заготовок у широкому діапазоні розглядає робота U. Bahrke [5], у якій проведено оцінку багатьох конструкцій гнучких затискних елементів з поперечним перерізом кругоподібної форми, які самостійно пристосовуються до поверхні деталі у діаметральному перерізі.

Мета роботи – розробити конструктивні схеми затискних елементів для затискних механізмів автоматизованого обладнання для токарної обробки, які в процесі затиску адаптуються до геометрії поверхні затиску заготовки визначеного діапазону діаметрів, а також дослідити з використанням CAD/CAE-систем їх взаємодію із заготовкою в зоні контакту під час затиску.

Синтез конструктивних схем адаптивних затискних елементів. Затискний патрон як технологічна система повинен забезпечити виконання основної функції – базування та закріплення деталей. Ця основна функція поділяється на багато підпорядкованих функцій, які реалізуються відповідними функціональними підсистемами [3]. Однією з таких підсистем є підсистема безпосереднього впливу на об’єкт закріплення. Конструктивно система безпосереднього впливу виконана у вигляді системи затискних елементів, які для передавання зусилля затиску взаємодіють із кінематичною підсистемою затискного патрона (передавально-підсилювальними ланками), та в певний спосіб розташовані у корпусі патрона.

Для досягнення поставленої мети необхідні принципово нові підходи до створення системи затискних елементів, які повинні забезпечити їх адаптацію до поверхні затиску під час реалізації типових кінематичних структур затискних патронів з дискретно-неперервною схемою охоплення заготовок. Дискретно-неперервна схема (рис. 1) реалізується за рахунок неперервного охоплення вузького діапазону ΔD та переходу на потрібний розмірний діапазон маніпулюванням (заміна або перепозиціонування) затискними елементами або їх комплектами [3]. Охоплення діапазону ΔD відбувається за рахунок таких параметрів кінематичної підсистеми токарного патрона, як робочий хід вхідної ланки та передавальне відношення передавально-

підсилювальних ланок. Під час роботи затискного елемента із “жорсткою” геометрією поперечного перерізу в діапазоні ΔD можливі такі варіанти його контактування із заготовкою (рис. 2): повний контакт ($R_3=R_k$); неповний контакт ($R_3 < R_k$); контакт по кромках ($R_3 > R_k$). Тому для забезпечення повного контакту затискні елементи $3E_1, 3E_2, \dots, 3E_n$ (рис. 1) повинні адаптуватися до поверхні затиску саме у цьому вузькому діапазоні ΔD .

Одним із принципів підходів створення адаптивних затискних елементів є навмисне введення до їх конструкції зон деформації, що дає змогу забезпечити прилягання контактуючої поверхні затискного елемента до поверхні затиску заготовки. Такі зони можуть бути створені з використанням евристичних прийомів повного та неповного розчленування затискних елементів, створення пустот у затискному елементі, використання здатних до деформування кільцевих сегментів тощо. На рис. 3, а показано затискний елемент, синтезований видаленням матеріалу із цільного кулачка у вигляді кільцевої канавки, а на рис. 3, б та в затискні елементи синтезовані неповним розчленуванням їх затискної частини. Затискні кулачки із здатними до деформування кільцевими сегментами показані на рис. 3, г та д.

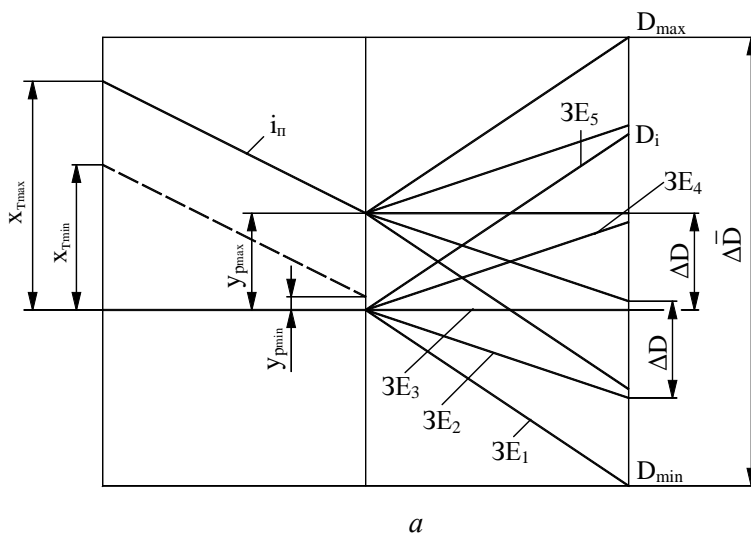


Рис. 1. Типова кінематична структура затискного патрона з дискретно-непервною схемою охоплення з одним кінематичним ланцюгом

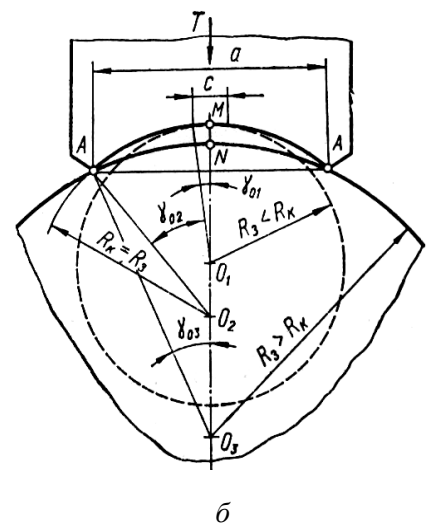


Рис. 2. Варіанти контактування кулачка з гладкою циліндричною поверхнею

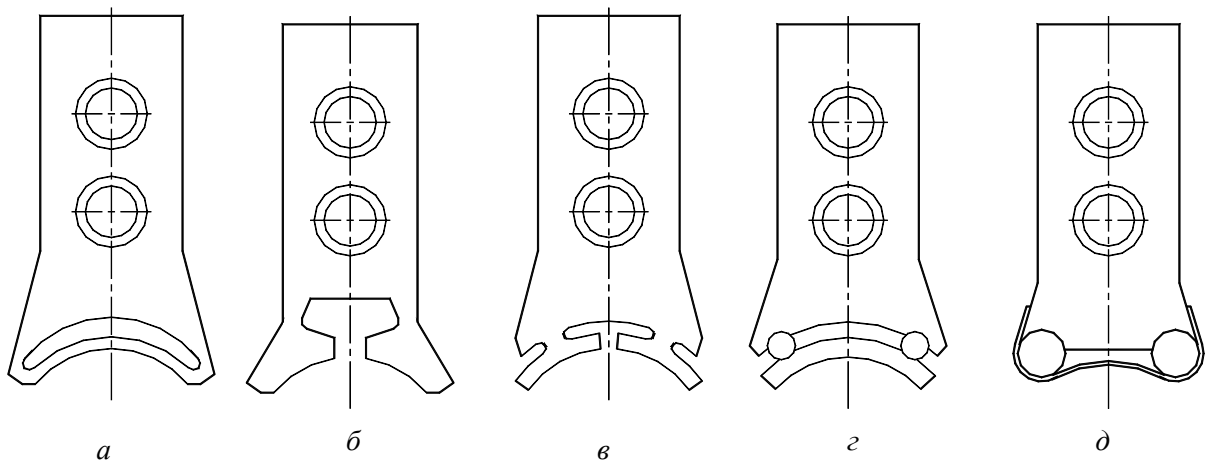


Рис. 3. Конструктивні схеми синтезованих адаптивних затискних елементів

Дослідження умов контактування адаптивних затискних елементів із заготовкою. У зв'язку зі складною геометрією синтезованих затискних елементів для аналітичного дослідження умов контактування затискного елемента із заготовкою, а також оцінки напружено-деформованого стану зони адаптації використано метод скінченних елементів, який реалізовувався САЕ-системою. Цикл моделювання за допомогою CAD/CAE-системи включав такі основні етапи [3]: розроблення геометрії затискного елемента; введення характеристик його матеріалу; вибір типів скінченних елементів та введення їх параметрів; розбиття затискного елемента та деталі на скінченні елементи; накладання граничних умов та формування системи навантажень; вибір та накладання граничних умов, які моделюють зону контакту; перевірка коректності розробленої моделі; моделювання умов контакту та напружено-деформованого стану адаптивних затискних елементів; візуалізація та аналіз результатів моделювання.

Моделювання напружено-деформованого стану проводилось для адаптивного затискного елемента, конструкцію якого розроблено на основі конструктивної схеми, зображеної на рис. 3, а, для трикулачкового механізованого патрона з діаметром корпуса 210 мм. Згенерована автоматично скінченно-елементна сітка, граничні умови, система прикладеного навантаження та зони контактування заготовки із кулачком, які відповідають реальним умовам роботи у процесі затиску, показані на рис. 4. Геометрія заготовки та кулачка описана тетраедральними скінченними елементами. Сила затиску, прикладена до затискного елемента, варіювалася в діапазоні від 0,5 до 5 кН. Це відповідає сумарній силі затиску кулачками затискного патрона відповідно 1,5–15 кН. Під час моделювання імітувався затиск заготовок в діапазоні $\Delta D = 10$ мм, який визначається конструктивними параметрами цього типорозміру токарного патрона. Результатами моделювання затискного елемента для різних діаметрів затиску, навантаженого силою затиску, є еквівалентні напруження, значення яких розраховувалися за гіпотезою енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса. Картини напруженого стану затискного кулачка для різних діаметрів затиску показані на рис. 5.

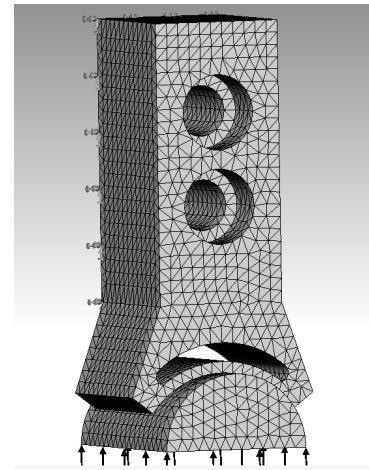


Рис. 4. Скінченно-елементна модель адаптивного затискного елемента із накладеними граничними умовами

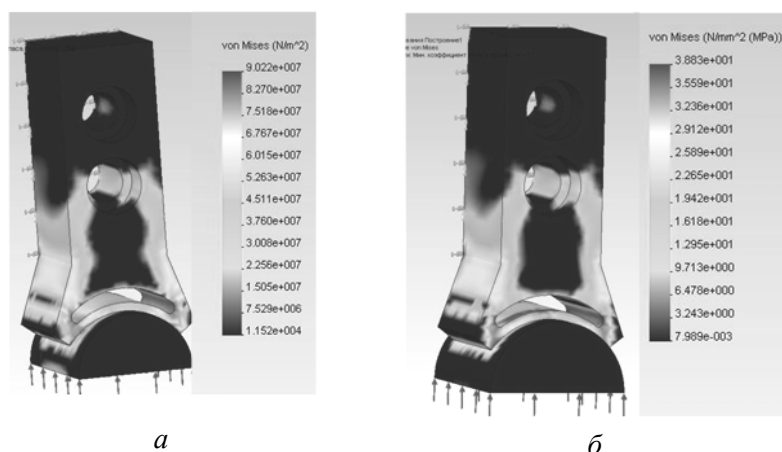


Рис. 5. Картини напруженого стану зони адаптації кулачка під час затиску деталі силою затиску 4,5 кН для: а – $\varnothing 42$ мм; б – $\varnothing 47$ мм

Отримані картини напруженого стану аналогічні для різних діаметрів затиску заготовок та різних навантажень силою затиску. Аналіз картин розподілу напружень по об'єму зони адаптації

затискного елемента показує, що найбільші напруження виникають у крайніх зонах, де сполучається кільцева затискна частина із тілом кулачка. Це викликано концентраторами напружень у цих зонах, якими є радіусні переходи. Максимальні еквівалентні напруження у затискному кулачку, отримані в результаті моделювання методом скінченних елементів за різних зусиль затиску та діаметрів затиску, наведені у таблиці.

Результати моделювання напруженого стану затискних елементів

| | Зусилля затиску, яке припадає на один кулачок, Т, Н | | | | | | | | | |
|-------|--|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | 4000 | 4500 | 5000 |
| d, мм | Максимальне еквівалентне напруження, $\sigma_{\text{екв}}$, Н/мм ² | | | | | | | | | |
| 42 | 10 | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 | 70 | 80 | 90 | 100 |
| 45 | 6,9 | 13,9 | 20,9 | 27,8 | 34,8 | 41,8 | 48,7 | 55,8 | 62,7 | 69,6 |
| 47 | 4,3 | 8,6 | 12,9 | 17,2 | 21,6 | 25,9 | 30,2 | 34,5 | 38,8 | 43,1 |
| 50 | 4,1 | 8,2 | 12,3 | 16,5 | 20,6 | 24,7 | 28,8 | 32,9 | 37 | 41 |

Результати моделювання показують, що із збільшенням зусилля затиску, яке припадає на один кулачок, в 10 разів, максимальні еквівалентні напруження також збільшуються у 10 разів, тобто спостерігається прямо пропорційна лінійна залежність між навантаженнями та максимальними еквівалентними напруженнями. При цьому більші напруження характерні для менших діаметрів затиску, що пов'язано із меншою зоною контактування заготовок малих діаметрів та їх умовами контактування, які викликані і більшою радіальною деформацією затискної частини адаптивного кулачка. Із збільшенням діаметра затиску від 42 до 50 мм максимальні еквівалентні напруження зменшуються у 2,44 раза. Аналіз результатів моделювання показав, що затискна частина адаптивного кулачка працює у зоні пружних деформацій і забезпечує її повний контакт із заготовкою у заданому діапазоні діаметрів під час затиску.

Висновки. Запропоновано принцип створення затискних елементів навмисним введенням до їх конструкції зон деформації, що забезпечує адаптацію контактуючої поверхні затискного елемента до поверхні затиску заготовки. На основі запропонованого принципу синтезу затискних елементів розроблено їх конструктивні схеми на основі використовуваних типових затискних елементів. З використанням CAD/CAE-систем проведена оцінка умов контактування адаптивних затискних елементів із поверхнею затиску. Проаналізовано напружений стан зони адаптації одного із запропонованих варіантів затискних елементів, який показав, що затискна частина працює у зоні пружних деформацій і забезпечує у заданому діапазоні діаметрів її повний контакт із заготовкою під час затиску.

1. Волошин В.Н. Синтез затискних патронів з позиційними багатопрофільними затискними елементами для токарних верстатів: дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Волошин Віталій Несторович. – К., 2003. – 234 с. 2. Кузнєцов Ю.М. Принципи швидкого переналагодження затискних патронів токарних верстатів/ Ю.М. Кузнєцов, В.Н. Волошин // Вісник Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”: серія “Машинобудування”. – 2002. – №43. – С.126 – 128. 3. Технологічне оснащення для високоефективної оброблення деталей на токарних верстатах: монографія / [Ю.М. Кузнєцов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин]. – К.–Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с. 4. Принципы создания самонастраивающихся и широкодиапазонных зажимных механизмов / Ю.Н. Кузнєцов, А.А. Вачев. – К.: Знание, 1985. – 24 с. 5. Bahrke U. Flexible Spannbacken für die Drehbearbeitung. – Technische Universität Berlin, Diss., 1998.