

УДК 621.941

Ю.М. Кузнєцов, д.т.н., проф.

А.М. Рудковський, аспір.

Національний технічний університет України „КПІ”

ДОСЛІДЖЕННЯ ТОЧНОСТІ ЗАТИСКУ ЗАТЯЖНИМИ ЦАНГАМИ РІЗНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Досліджено вплив нерівномірності коефіцієнта тертя в контактних парах цангового патрона на точність закріплення заготовки, необхідність застосування методу кінцевих елементів для визначення точності закріплення з урахуванням контактної реформації в стиках.

Постановка проблеми. Як відомо, деталі верстатів, затискних патронів та заготовки не є абсолютно твердими і жорсткими. Тому зусилля закріплення заготовок і реакції в опорах варто розглядати як інтенсивності, які прикладені до площадок кінцевих розмірів. Об'єктивне уявлення про характер силової взаємодії закріпленої заготовки із затискним механізмом (ЗМ) можна отримати методами контактної задачі теорії пружності й, у деяких випадках, – будівельної механіки машин. Знання реальної епюри силової взаємодії закріпленої заготовки із ЗМ дозволяє підвищити вірогідність розрахунків точності обробки, причому у випадку обробки прецизійних деталей уточнення можуть виявитися істотними. При обробці нежорстких тонкостінних заготовок уточнення пов'язані з більш правильним обчисленням лінійних і кутових деформацій під дією зусиль закріплення. Наприклад, зусилля закріплення тонкостінних кілець у кулачкових і мембранних патронах прийнято представляти у вигляді зосереджених радіальних сил. Розрахункова схема деформацій тонкостінного кільця, навантаженого зосередженими радіальними силами, не дозволяє врахувати вплив таких конструктивних факторів, як дуга контакту кулачків із заготовкою, співвідношення радіусів кривизни кулачків і установчої бази заготовки [4]. Тому розрахункові переміщення точок кільця можуть помітно відрізнятися від їхніх фактичних значень. При обробці жорстких заготовок підвищення вірогідності розрахунків точності обробки пов'язане з більш правильним обчисленням похибки закріплення. Виходячи з фізичної сутності похибки закріплення, розрахункове визначення цієї складової допуску на розмір засновано

на вирішенні відповідних схем контактної задачі теорії пружності в переміщеннях. На даний момент похибка закріплення визначається, як правило, у результаті експериментальних досліджень, які відрізняються великою трудомісткістю, але не можуть бути приводом для широких узагальнень.

Реакції з боку закріпленої заготовки є зовнішніми силовими факторами, що навантажують опори шпіндельної бабки й затискний механізм. Тому знання реальної епюри силової взаємодії закріпленої заготовки з опорами й ЗМ дозволить підвищити вірогідність розрахунків на міцність та жорсткість.

Чим достовірніший метод визначення зусиль закріплення заготовки і реакцій в опорах, тим точніші розрахунки верстатних пристосувань на надійність закріплення заготовки, тим точніше може бути визначене зусилля, що повинен розвивати силовий вузол привода до затискного елемента.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням точності закріплення заготовок у верстатному пристосуванні присвячені роботи А.М. Дальського, Л.Ф. Філімонова, Б.С. Євміненко, Б.С. Блінова та інші.

На підставі теоретичних і експериментальних досліджень Л.В. Філімонов [11] запропонував визначати осьову силу затиску в цанговому патроні з урахуванням впливу кутового зазору між конусами цанги й шпінделя та змінності сил різання при обробці.

У систематизованому вигляді результати досліджень цангових ЗМ представлені у роботі А.М. Дальського [2]. Він визначив вплив на жорсткість затиску податливість місця закріплення, визначив нерівномірність кругової жорсткості затиснутого прутка.

Б.С. Євмененко [3] запропонував зовнішню поверхню губок цанги виконувати сферичною, встановив вплив зміни сил затиску, розробив методику визначення гарантійної точності патронів з використанням імовірнісних методів.

Д.С. Блінов [1] наводить приклад розв'язання контактної задачі стосовно випадку обробки кілець великої жорсткості на стандартизованих цангових оправках.

Метою даної роботи є дослідження впливу нерівномірності тертя в елементах цангового патрона на затиску цангами різних конструкцій.

Викладення основного матеріалу. У сучасних верстатах широко застосовуються цангові патрони з зтяжними цангами різних типів.

Найбільш розповсюджені трипелюсткові цанги тягнучого типу. Незважаючи на їхні переваги, як то простота конструкції, надійність, дешевизна, цанги даного типу мають суттєвий недолік. Внаслідок того, що губки цанги мають наскрізні розрізи, пелюстки фактично не зв'язані між собою, оскільки імовірність симетричної системи сил дуже мала через неможливість виконати в цанзі абсолютно точно кути розрізу пелюсток і конус головної частини без биття щодо напрямного паска, а також через розкид сил тертя й зчеплення. У цьому випадку необхідно одночасно розглядати поведінку всіх затискних елементів (губок і пелюсток), рис. 1, а і б [7]. Через роздільне переміщення губок і пелюсток цанги при загальному зв'язку їх наприкінці розрізки за умови нерівності осевої жорсткості пелюсток $C_{\text{лю}}$, коефіцієнтів f (або кутів φ) тертя, коефіцієнтів μ , що носить випадковий характер, виникає нерівність сил і плечей контактів K і Γ . Це означає, що в процесі затиску можлива нерівність сил, прикладених до кожної губки.

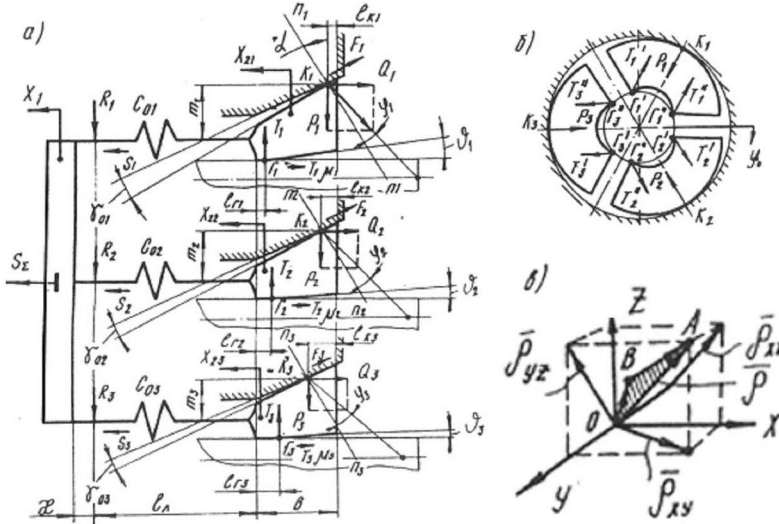


Рис. 1. Схеми навантажень і переміщень затискної цанги тягнучого типу

Нерівність сил приводить до появи додаткових моментів, що викликають несиметричні радіальні зсуви й поворот губок у поздовжньому й поперечному перерізах, а також нерівне їхнє переміщення при одному переміщенні X_1 , нерозрізаної частини

корпуса. Різниця переміщень і кутів сприяє появі поздовжніх і поперечних зсувних (заклинюючих) сил, що порушує положення осі заготовки в просторі (рис. 1, в). Відносно точки O , що лежить на геометричній осі шпинделя, на певному вильоті заготовки відбувається зсув точки A в просторі (вектор ρ) за рахунок радіального зміщення (вектор OB) і кутове зміщення AB при куті перекосу ν_0 . Обертання вектора ρ відносно осі OX описує траєкторію биття осі патрона (цанги), вектора AB – траєкторію биття осі заготовки. На величину биття заготовки основний вплив робить у процесі затиску кут перекосу осі заготовки, який визначається як $\nu_0 = \nu_{01} + \nu_{02} + \nu_{03}$ (де ν_{01} , ν_{02} , ν_{03} – кутові вектори повороту осі заготовки від кожної губки цанги).

Найчастіше зона биття зустрічається у вигляді усіченого конуса, тому що поворот йде більше в ту сторону, що й зміщення при порівняно малих геометричних похибках, рідше – у вигляді двох конусів [6]. Результуючі биття знаходять як подвоєну суму систематичних й випадкових складових похибок, що викликають зміщення центра осі (через геометричну неточність заготовки, виготовлення, складання шпиндельного вузла й патрона, через розкид радіальних сил і радіальної жорсткості кожного елемента патрона) і поворот осі відносно зміщеного центра (через розкид моментів сил тертя, зчеплення й поворотної жорсткості затискних елементів):

$$\Delta_p = 2(\Delta_r + \Delta_c + \Delta_m), \quad (1)$$

де Δ_r і Δ_c – зміщення центра через геометричну неточність виготовлення, складання шпиндельного вузла, патрона й через розкид радіальних сил і жорсткостей кожного затискного елемента; $\Delta_m = \nu_0 l_0$ – стріла повороту осі під кутом ν_0 відносно зміщеного центра на вильоті l_0 через розкид моментів сил і поворотної жорсткості затискних елементів.

Враховуючи велику кількість складових, які впливають на точність затиску заготовки, розглянемо вплив на точність закріплення нерівномірність коефіцієнтів тертя в парі цанга–корпус патрона та зчеплення між деталлю та цангою.

Базовий варіант цангового патрона спроектований з розрахунку використання трипелюсткової цанги тягучого типу. Цанга пристосована для затиску деталей з діаметром циліндричної поверхні 28 мм. Також у патроні передбачена фіксація осьового положення оброблюваної деталі за рахунок кільця 4 (рис. 2).

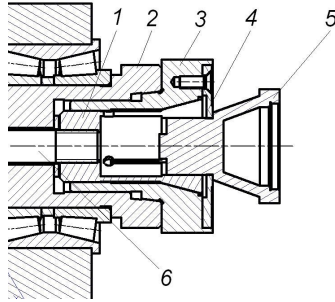


Рис. 2. Цанговий патрон, встановлений на шпинделі:
 1 – цанга, 2 – шпиндель, 3 – корпус патрона, 4 – упорне кільце,
 5 – заготовка (імітатор корпусу), 6 – тягнуча струна

Визначимо точність обробки заготовки (імітатор корпусу) (рис. 3) в цанговому патроні, яка визначається, в даному випадку, точністю закріплення. Поверхні *A* та *B* є базуючими поверхнями, а поверхні *C*, *D* є такі, що оброблюються, тому критерієм точності обробки є мінімальне биття поверхонь *C*, *D* відносно базуючої поверхні *A*. Для моделювання затиску використаємо програмний комплекс Ansys Workbench, який застосовує метод кінцевих елементів (finite element analysis – FEA).

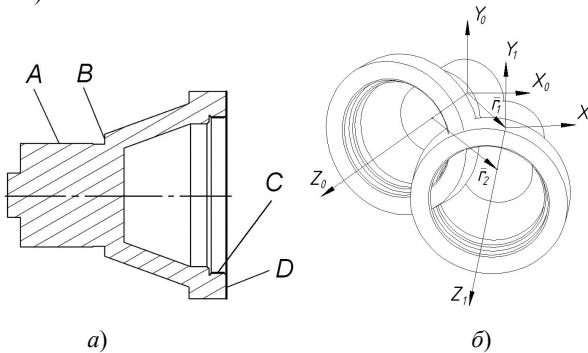


Рис. 3. Заготовка (імітатор корпусу) (а)
 та її зміщення при затиску (б)

Під час закріплення відбувається просторове відхилення координатної системи деталі $X_0Y_0Z_0$ (рис. 3, б), яка проходить через вісь деталі, причому вісь Z_0 співпадає з теоретично точним положенням деталі у патроні після затиску. У реальній ситуації система координат деталі зміщується після затиску. Положення нової

системи координат деталі $X_1Y_1Z_1$ визначається векторами зміщення r_1 та r_2 .

Варіант 1. Дослідження патрона з традиційною трипелюстковою цангою

При аналізі патрона припускається, що конус цанги та корпуса патрона виконаний достатньо точно, направляюча частина корпуса патрона та цанги виконана по посадці H7 / h6, причому розглядається найнесприятливіший випадок, коли маємо максимальний зазор. Губки цанги та базова поверхня деталі виконана по посадці H7 / h6, причому також врахований максимальний зазор.

Для проведення всіх видів аналізу конструкція патрона спрощується, тобто нехтуємо конструктивними елементами, які не впливають на результат розрахунку, як то елементи кріплення, фаски, радіуси. Спрощена модель патрона розбивається на сітку кінцевих елементів, описуються контактні пари.

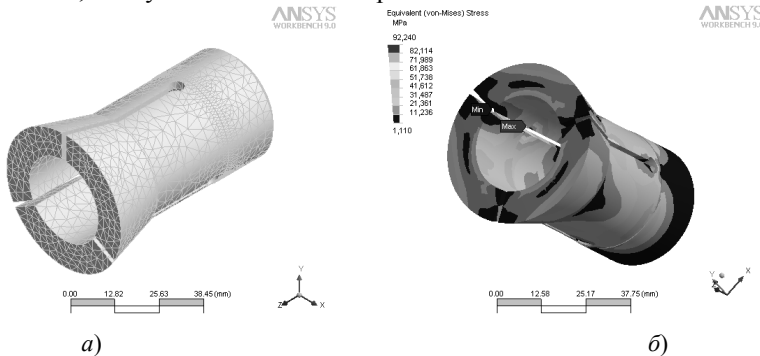


Рис. 4. Сітка кінцевих елементів цанги (а) та її напруження за Мізесом (б)

При моделюванні затискання припустимо, що коефіцієнт тертя у всіх контактних парах 0,2. Для визначення впливу нерівномірного тертя приймаємо для 1/3 контактних поверхонь в парі деталь–затискні губки цанги коефіцієнт тертя 0,1, та для 1/3 контактних поверхонь пари цанга–конус корпуса патрона також 0,1.

Для отримання найбільш точних результатів необхідно правильно змоделювати так зване навколишнє середовище (environment), тобто обмежити модель у просторі та накласти зовнішню силову дію. Накладемо обмеження на корпус патрона в просторі у всіх шести ступенях свободи. До цанги прикладається осьове зусилля затиску 5000 Н.

Аналіз напружено-деформованого стану патрона. Оскільки в патроні найбільш напруженою деталлю є цанга, то найбільшу цікавість викликає саме розгляд напружень, які виникають саме у цанзі.

За результатами аналізу видно, що найбільш напружене місце цанги знаходиться за робочими губками на внутрішній частині пелюсток (рис. 4, б). При багатократному збільшенні масштабу деформацій (рис. 5) видно, що пелюстки при навантаженні змістилися не на однакову величину, що є причиною перекосу заготовки.

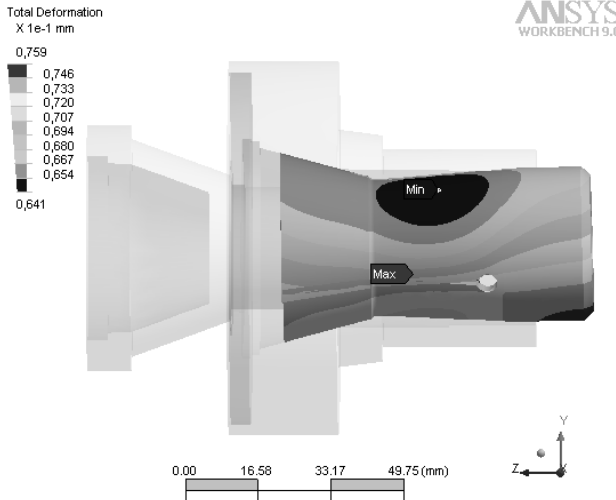


Рис. 5. Нерівномірне зміщення губок цанги при нерівномірному терті

При прикладенні затискного зусилля величиною 5000 Н відбувається затискання заготовки для стабільного утримання її під час обробки. Сила затиску розподіляється між пелюстками цанги (рис. 6), де взаємодія між контактними поверхнями показана стрілками.

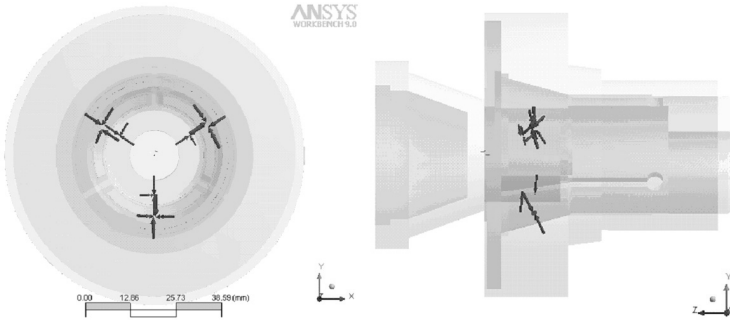


Рис. 6. Сили в контактних парах патрона

Взаємодія елементів патрона та передача зусиль в патроні відбувається по контактних поверхнях. Всі контактні пари в патроні описуються, як взаємодія двох поверхонь – контактної та цільової. Контактні поверхні – це більш м’які або охоплювальні поверхні з пари, цільові – навпаки призначаються твердіші поверхні та охоплюючі поверхні. Звідси, контактні поверхні це – поверхні *A* та *B* заготовки (рис. 3), конусна та направляюча частина цанги. Цільові поверхні – затискні губки цанги, затискний конус корпусу патрона та направляюча частина корпусу патрона, базуюча частина кільця. Реакції сил, які виникають на контактних поверхнях наведено в табл. 1. Контактні пари 1, 2, 3 імітатор–Цанга відповідає парі затискні губки цанги–імітатор корпусу по дузі затиску. Контактні пари 4, 5, 6 корпус–Цанга відповідає парі конічна частина цанги–корпус. Пара імітатор–кільце описує взаємодію імітатора корпусу та кільця.

Таблиця 1

Реакційні сили, які виникають у контактних парах

Назва контакту	Сторона контакту	Сила (Н)	Сила X (Н)	Сила Y (Н)	Сила Z (Н)
1 імітатор–Цанга	Контактна	2209,627	-1826,257	-1212,255	-278,6983
1 імітатор–Цанга	Цільова	2209,274	1828,451	1213,642	254,4206
2 імітатор–Цанга	Контактна	2501,837	-9,050693	2491,496	-227,06
2 імітатор–Цанга	Цільова	2499,761	9,115095	-2491,701	200,3668
3 імітатор–Цанга	Контактна	2237,4	1837,247	-1244,045	-287,8086
3 імітатор–Цанга	Цільова	2236,828	-1839,68	1244,8	263,5292
4 корпус–Цанга	Контактна	2869,108	-2060,067	-1330,51	1489,176
4 корпус–Цанга	Цільова	2926,342	2081,595	1381,336	-1523,926
5 корпус–Цанга	Контактна	3029,327	-7,624989	2722,647	1328,139
5 корпус–Цанга	Цільова	3048,906	23,52052	-2738,567	-1339,97

6 корпус–Цанга	Контактна	2876,092	2069,806	-1358,879	1463,302
6 корпус–Цанга	Цільова	2909,678	-2101,047	1360,574	-1483,464
Імітатор–Кільце	Контактна	729,0787	-2,113857	-33,25829	728,3166
Імітатор–Кільце	Цільова	729,0787	2,113857	33,25829	-728,3166

З табл. 1 видно, що нерівномірний коефіцієнт тертя спричиняє розкид сил затиску. Коефіцієнт підсилення патрона k_{II} з трипелюстковою цангою дорівнює:

$$k_{II} = \frac{T_{\Sigma}}{S_{\Sigma}}, \quad (2)$$

де T – сумарна радіальна сила затиску, яка прикладена до заготовки; S – сумарна осьова сила затиску, яка прикладена до цанги.

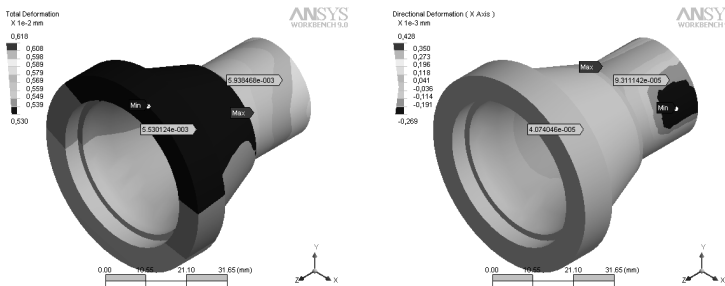
Сумарна радіальна сила затиску знаходиться як сума сил, які діють на контактній поверхні губок цанги у площині XOY . Тоді згідно з табл. 1 маємо:

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (3)$$

де $T_1 = 2194,573 \text{ Н}$; $T_2 = 2491,717 \text{ Н}$; $T_3 = 2221,25 \text{ Н}$.

$$\text{Тоді } k_{II} = \frac{2194,573 + 2491,717 + 2221,25}{5000} = 1,382 .$$

Визначення точності закріплення деталі при обробці. На рис. 7 позначені абсолютні переміщення та складові переміщення відносно початкової системи координат $X_0Y_0Z_0$ (див. рис. 3, б). На рисунках також зображені максимальні та мінімальні переміщення та зміщення осі деталі відносно осі Z_0 .



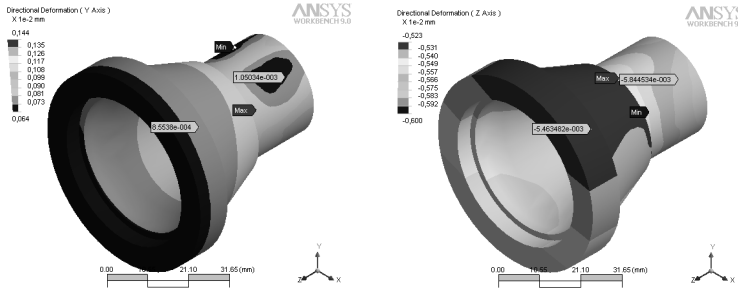


Рис. 7. Повне зміщення деталі під час затиску

При дослідженні результатів зміщення деталі виявлено, що навіть при ідеальному виконанні всіх елементів патрона, при нерівномірному терті, що є невід’ємною реальною частиною реальної експлуатації устаткування, деталь буде мати радіальне та осьове биття внаслідок зміщення її осі симетрії. Треба відмітити сприятливу дію кільця 4 (див. рис. 2), яке при точному виконанні базуючої поверхні протидіє перекошуючому ефекту.

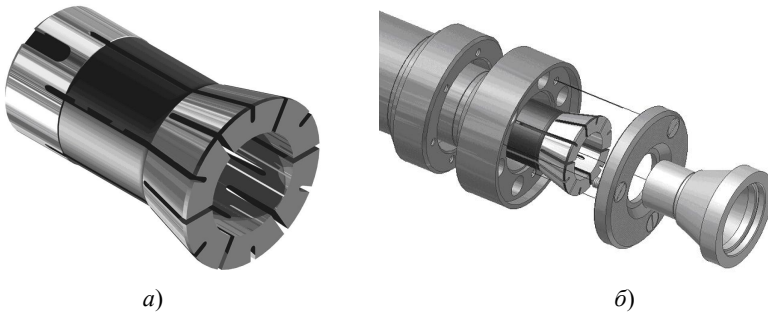


Рис. 8. Цанга браслетного типу (а) та новий запропонований патрон (б)

Варіант 2. Дослідження патрона з цангою браслетного типу

Для зменшення перекошування заготовки під час затиску трипелюстковою цангою запропоновано цангу браслетного типу (рис. 8, а). А також, враховуючи позитивний ефект кільця, вирішено збільшити його товщину (рис. 8, б).

При аналізі також припускаємо високу точність конуса та враховуємо реальні посадки H7 / h6 у випадку максимального зазору. Підготовка та обчислення патрона з новою цангою проводить за тією ж методикою, що і в попередньому випадку.

При моделюванні затискання припустимо, що коефіцієнт тертя у всіх контактних парах 0,2. Для визначення впливу нерівномірного тертя приймаємо для 1/3 контактних поверхонь у парі деталь–затискні губки цанги коефіцієнт тертя 0,1, та для 1/3 контактних поверхонь пари цанга–конус корпусу патрона також 0,1 (рис. 9).

Характер розподілу сил при затисканні заготовки під дією осьової сили затиску ($S = 5000$ Н) показаний на рис. 9. Сила затиску розподіляється між пелюстками цанги.

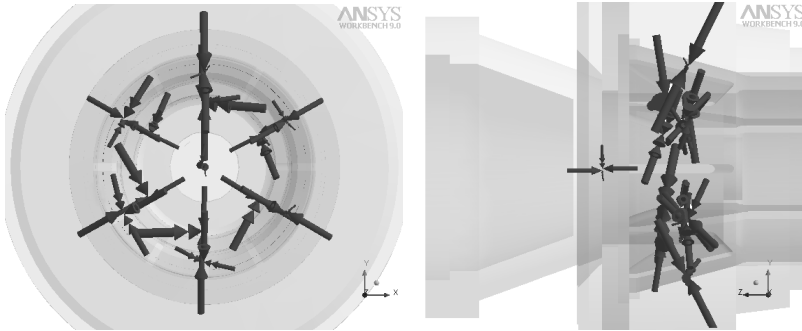


Рис. 9. Сили в контактних парах нового патрона (рис. 8, б)

Контактні пари заготовка–губки цанги, а також контакт по конусу між цангою та корпусом патрона умовно можна розбити на 6 рівних частин кожна пара з метою можливості завдання різних коефіцієнтів тертя. Контактні поверхні це – поверхні A та B заготовки (див. рис. 3, a), конусна частина цанги. Цільові поверхні–затискні губки цанги, затискний конус корпусу патрона, базуюча частина кільця. Реакції сил які виникають на контактних поверхнях наведено в табл. 2. Контактні пари 1, 2, 3, 4, 5, 6 імітатор–цанга відповідає парі затискні губки цанги–імітатор корпусу по дузі затиску. Контактні пари 7, 8, 9, 10, 11, 12 корпус–цанга відповідають парі конічна частина цанги–корпус. Пара імітатор–кільце описує взаємодію імітатора корпусу та кільця.

Сумарна радіальна сила затиску знаходиться як сума сил, які діють на контактній поверхні губок цанги у площині XOY . Тоді згідно з табл. 2 маємо:

$$T_{\Sigma} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6, \quad (4)$$

де $T_1 = 1095,319$ Н ; $T_2 = 1129,769$ Н ; $T_3 = 1141,218$ Н ;
 $T_4 = 1087,56$ Н ; $T_5 = 1137,753$ Н ; $T_6 = 1088,302$ Н ,

а

$$k_{\Gamma} = \frac{1095,319 + 1129,769 + 1141,218 + 1087,56 + 1137,753 + 1088,302}{5000} = 1,336.$$

Визначення точності закріплення деталі при закріпленні цангою браслетного типу.

На рис. 10 позначені абсолютні переміщення та складові переміщення відносно початкової системи координат $X_0Y_0Z_0$. На рисунках також зображені максимальні та мінімальні переміщення і зміщення осі деталі відносно осі Z_0 .

Таблиця 2

Реакційні сили, які виникають у контактних парах нового патрона

Назва контакту	Сторона контакту	Сила (Н)	Сила X (Н)	Сила Y (Н)	Сила Z (Н)
1 імітатор–Цанга	Контактна	1118,435	10,6216	-1104,412	-176,2319
1 імітатор–Цанга	Цільова	1107,855	-4,477613	1095,31	166,1913
2 імітатор–Цанга	Контактна	1143,606	-989,8327	-563,5659	-102,2714
2 імітатор–Цанга	Цільова	1133,581	981,0981	560,2034	92,87296
3 імітатор–Цанга	Контактна	1157,852	-1000,145	574,2888	-102,5891
3 імітатор–Цанга	Цільова	1144,981	986,2969	-574,0957	92,80664
4 імітатор–Цанга	Контактна	1107,622	11,27597	1093,725	-174,538
4 імітатор–Цанга	Цільова	1100,018	-15,5079	-1087,446	165,1052
5 імітатор–Цанга	Контактна	1176,782	1022,14	556,2203	-175,1116
5 імітатор–Цанга	Цільова	1149,308	-991,9482	-557,2439	162,5616
6 імітатор–Цанга	Контактна	1137,227	973,9532	-564,5482	-161,2022
6 імітатор–Цанга	Цільова	1098,314	-929,4439	566,1653	147,9337
7 корпус–Цанга	Контактна	1598,77	-9,564646	-1422,536	729,6333
7 корпус–Цанга	Цільова	1571,259	8,798954	1398,144	-716,9177
8 корпус–Цанга	Контактна	1601,876	-1292,981	-737,3438	592,0561
8 корпус–Цанга	Цільова	1573,907	1271,727	724,2594	-579,0868
9 корпус–Цанга	Контактна	1612,703	-1300,431	744,2883	596,4288
9 корпус–Цанга	Цільова	1583,036	1276,265	-733,0444	-582,9231
10 корпус–Цанга	Контактна	1594,899	-6,03352	1417,732	730,5503
10 корпус–Цанга	Цільова	1563,368	2,862014	-1389,625	-716,2777
11 корпус–Цанга	Контактна	1636,731	1260,656	727,5858	748,5004
11 корпус–Цанга	Цільова	1608,492	-1240,372	-713,8464	-734,2669
12 корпус–Цанга	Контактна	1608,55	1227,465	-732,8602	737,3465
12 корпус–Цанга	Цільова	1580,271	-1204,869	723,0296	-723,0322

імітатор–Кільце	Контактна	831,7364	19,06588	2,543327	831,5139
імітатор–Кільце	Цільова	831,7364	-19,06588	-2,543327	-831,5139

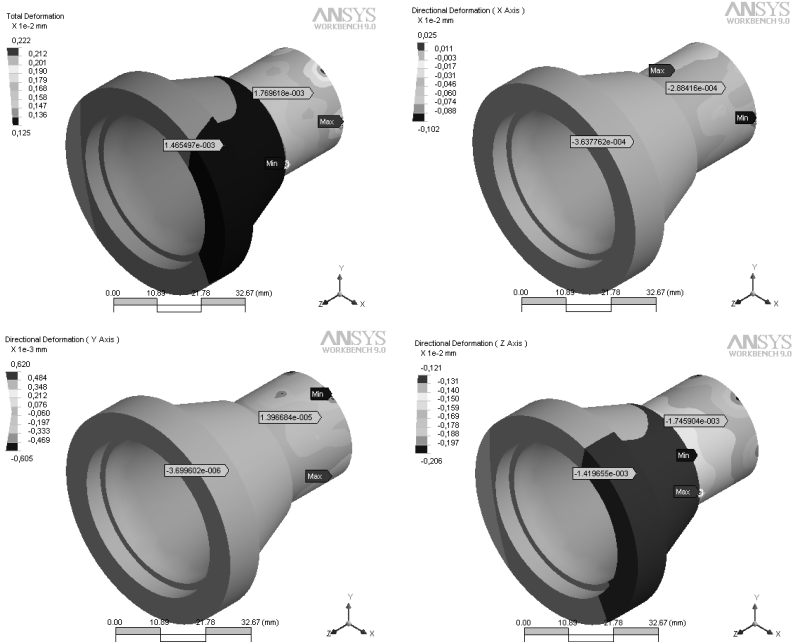


Рис. 10. Повне зміщення деталі під час затиску брашлетною цангою

Визначення варіанта патрона з найбільш точним затисканням заготовки при нерівномірному терті в контактних парах. Відповідно до ГОСТу 1654-86 точність центрування деталі оцінюється радіальним E_p та осьовим E_t биттям, які відповідно дорівнюють:

$$E_p = 2 * (\Delta + l * \sin(\nu)) , \tag{5}$$

$$E_t = \text{tg}(\nu) * d , \tag{6}$$

де Δ – паралельне зміщення осі деталі відносно осі обертання шпинделя; ν – сумарний кут повороту осі деталі відносно осі шпинделя; d – діаметр поверхні, биття якої визначається; l – довжина деталі.

Для визначення радіального биття поверхні C та осьового биття поверхні D (рис. 11, б) згідно з наведеною оцінкою будемо діяти за таким алгоритмом:

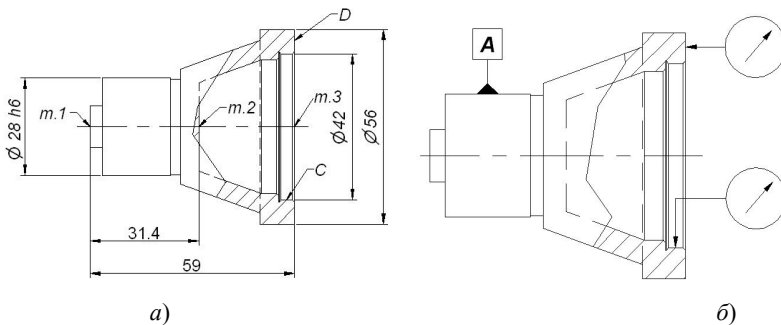
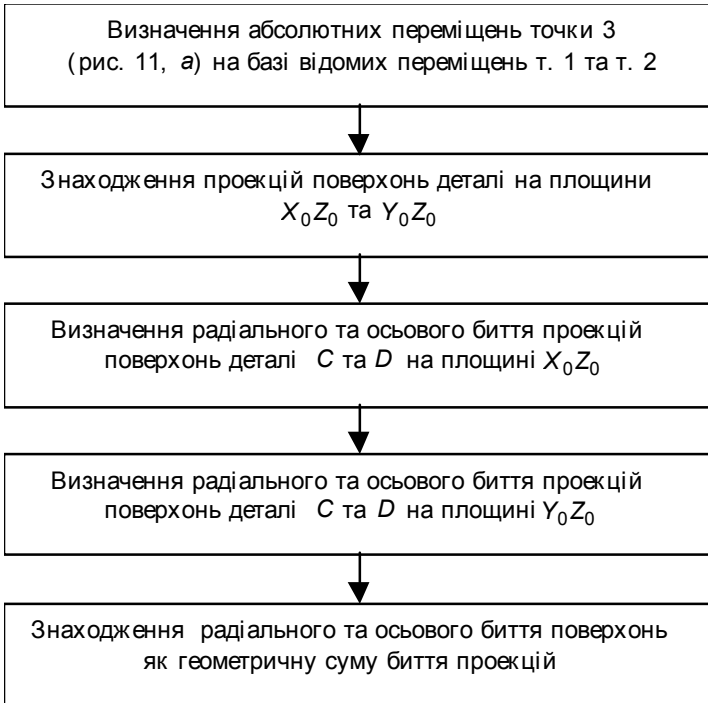


Рис. 11. Основні розміри тестової деталі – імітатора корпусу (а) та схема заміру осьового та радіального биття її поверхонь (б)

Згідно з даним алгоритмом розв'язку виконано порівняльні розрахунки, проведені для двох варіантів та виконані в MathCAD (табл. 3).

Таблиця 3

Величина радіального та осевого биття поверхонь С та D деталі (імітатор корпусу) при затисканні у цанговому патроні з нерівномірним коефіцієнтом тертя по контактних поверхнях

№ з/п	Вид цанги	Радіальне биття, $\mu\text{м}$	Осьове биття, $\mu\text{м}$
1	Трипелюсткова цанга	1,368	0,36
2	Цанга браслетного типу	0,86	0,138

З табл. 3 видно: найточнішим є варіант патрона № 2, точність якого вища патрона з трипелюстковою цангою на 59 %.

Висновки:

1. Встановлено, що вплив нерівномірності коефіцієнта тертя в контактних парах цангового патрона на точність закріплення заготовки є досить вагомим, особливо при розімкнених губках цанги.
2. Для визначення точності закріплення з урахуванням контактної деформації в стиках необхідно застосовувати метод кінцевих елементів, максимально точно описуючи взаємодію деталей патрона та прикладені навантаження.
3. При підвищених вимогах до точності обробки, а саме для мінімізації радіального та осевого биття поверхні, що оброблюється, відносно базової поверхні необхідно застосовувати цангу браслетного типу, за умови, що точність базової поверхні буде не нижчою б якості.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Блинов Д.С., Шатилов А.А.* Определение усилий закрепления заготовок в станочных приспособлениях методами контактной задачи теории упругости // Труды МВТУ. – № 281. Повышение надежности и долговечности высокоточных изделий технологическими методами. – 1978. – № 1. – С. 63–75.
2. *Дальский А.М.* Жёсткость и технологическая наследственность при обработке высокоточных деталей // “Жёсткость

- машиностроительных конструкций”. Всесоюзной научно-техн. конференции, Брянск, 1976. – С. 27–29.
3. *Евмененко Б.С.* Точность центрирования патронов цангового типа // Труды Куйбышевского авиационного института, 1966. – Вып. 23. – С. 100–101.
 4. *Корсаков В.С.* Основы конструирования приспособлений в машиностроении. – М.: Машиностроение, 1971. – С. 37–38.
 5. *Кузнецов Ю.Н.* Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов. Дис. ... докт. техн. наук: 05.03.01. – К., 1984. – 347 с.
 6. *Кузнецов Ю.Н.* Теоретические основы оптимального проектирования зажимных механизмов // Сб. докл. юбилейной науч. конф. с междунар. участием, посвященной 1300-летию БКП, Габрово, Болгария, 1982. – С. 37–58.
 7. *Кузнецов Ю.Н., Аль Рефо Ибрагим Ф.* Точность установки заготовок в цанговых патронах // Вісник НТУУ “КПІ”, серія машинобудування. – 2000. – № 37. – С. 236–239.
 8. *Кузнецов Ю.Н., Литвин А.В.* Повышение точности зажимных патронов // Вестник машиностроения, 1988. – № 2. – С. 31–35.
 9. *Кузнецов Ю.Н., Орликов М.Л.* Жёсткость лепестков цанг // Станки и инструмент. – 1968. – № 4. – С. 39–42.
 10. *Кузнецов Ю.Н., Орликов М.Л.* Экспериментальное исследование влияния конструктивных элементов зажимных цанг на их характеристики // Технология и автоматизация машиностроения. – К.: Техника, 1973. – Вып. 11. – С. 41–45.
 11. *Филимонов Л.В.* Исследование точности обработки на прутковых автоматах фасонно-отрезного точения // Сб. “Вопросы автоматостроения” / Под ред. Г.А. Шаумяна. – М.: Машгиз, 1959. – С. 123–182.

КУЗНСЦОВ Юрій Миколайович – доктор технічних наук, професор Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

- новітні технології;
- проектування верстатних систем.

РУДКОВСЬКИЙ А.М. – аспірант Національного технічного університету України “КПІ”.

Наукові інтереси:

- новітні технології;
- проектування верстатних систем.

Подано 25.02.2006