

Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя
Міністерство освіти та науки України

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Бица Роман Олегович

УДК 621.941-229.3

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ТОКАРНИХ КУЛАЧКОВИХ ПАТРОНІВ З АДАПТИВНИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ

05.03.01 – процеси механічної обробки, верстати та інструменти

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії)

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Науковий керівник: Луців Ігор Володимирович, доктор технічних наук,
професор

Тернопіль - 2017

АНОТАЦІЯ

Бица Р.О. Обґрунтування характеристик токарних кулачкових патронів з адаптивними затискними елементами. - Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.03.01 – " Процеси механічної обробки, верстати та інструменти". - Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2017.

Дисертація присвячена створенню та дослідженню адаптивних ЗЕ для оснащення токарних патронів. Запропоновано новий принцип створення ЗЕ із автоматичним набуттям форми в процесі затиску, який полягає у навмисному введенні в їх конструкцію зон деформації на основі евристичних прийомів повного та неповного розчленування ЗЕ, створення пустот в ЗЕ, або їх комбінації, використання здатних до деформування кільцевих сегментів.

Розроблені теоретичні методики аналізу умов затиску в зоні контакту між ЗЕ і поверхнею затиску, а також оцінки напружено-деформованого стану у цій зоні для адаптивних ЗЕ з використанням скінченно-елементних моделей та енергетичного методу дослідження деформацій Максвелла-Мора.

Експериментально досліджено залежності переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ в діапазоні його діаметрів затиску та в робочому діапазоні зусиль затиску, радіальне биття та радіальні відтискань оправок, затиснутих у адаптивних ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією, при різних зусиллях затиску.

За допомогою багатофакторного експерименту досліджено вплив параметрів процесу обробки деталей, затиснутих у адаптивних ЗЕ, на якісні показники обробленої деталі. Запропоновано методику вибору раціональних параметрів при конструюванні ЗЕ з можливістю адаптації до поверхні затиску.

Ключові слова: затискний кулачок, адаптивний затискний елемент, поверхня затиску, якість оброблення, зона деформації.

АННОТАЦИЯ

Быца Р.О. Обоснование характеристик токарных кулачковых патронов с адаптивными зажимными элементами. - Квалификационный научный труд на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.03.01 - "Процессы механической обработки, станки и инструменты". - Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2017.

Диссертация посвящена созданию и исследованию адаптивных зажимных элементов (ЗЭ) для оснащения токарных патронов. Предложен новый принцип создания ЗЭ с автоматическим получением формы в процессе зажима, который заключается в преднамеренном введении в их конструкцию зон деформации на основе эвристических приемов полного и неполного расчленения ЗЭ, создание пустот в ЗЭ, или их комбинации, использование способных к деформации кольцевых сегментов.

Разработаны теоретические методики анализа условий зажима в зоне контакта между ЗЭ и поверхностью зажима, а также оценки напряженно-деформированного состояния в этой зоне для адаптивных ЗЭ с использованием конечно-элементных моделей.

Экспериментально исследованы зависимости перемещений наиболее деформированной части кольцевого сегмента зоны зажима адаптивного ЗЭ в диапазоне его диаметров зажима и в рабочем диапазоне усилий зажима, радиальное биение и радиальные отжимания оправок, зажатых в адаптивных ЗЭ и ЗЭ с жесткой геометрией, при различных усилиях зажима.

С помощью многофакторного эксперимента исследовано влияние параметров процесса обработки деталей, зажатых в адаптивных ЗЭ, на качественные показатели обработанной детали. Предложена методика выбора рациональных параметров при конструировании ЗЭ с возможностью адаптации к поверхности зажима.

Ключевые слова: зажимной кулачок, адаптивный зажимной элемент, поверхность зажима, качество обработки, зона деформации.

SUMMARY

Bytsa R.O. Justification characteristics of lathe chucks with adaptive clamping elements. - The qualification scientific work on the manuscript copyright.

Ph.D. thesis in Engineering Science with major in 05.03.01 - machining processes, machine tools and tools. - Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, 2017.

The thesis is devoted to the creation and research of adaptive clamping elements for equipping lathe chucks. A new principle of creating clamping elements with automatic entry forms during the clamping is proposed, which deals with the introduction into their design zones of deformation, which based on heuristic methods of full and partial dismemberment of clamping elements, creating voids in the clamping elements, or a combination, use capable of deformation ring segments..

The theoretical methods of analysis of clamping conditions in the contact zone between the clamping element and the clamping surface is developed as well as the assessment of stress-strain state in the area for adaptive clamping elements using finite-element models and Maxwell-Mohr energy method.

The deformations are experimentally investigated depending on the most deformed part of the ring segment of adaptive clamping element clamping zones in the range of its clamping diameter and operating range of clamping

Using multi factorial experiment, investigated the influence of parameters of machining, which clamped in adaptive clamping elements on quality indicators machined work piece. The method of selecting rational parameters in the design of clamping elements with the ability to adapt to the surface of the clamp was proposed.

Key words: clamping jaw, adaptive clamping element, clamping surface, processing quality, deformation zone.

Список публікацій здобувача:

1. Луців І.В. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». - 2013. - Випуск 41, частина I. - С. 166 – 170.
2. Луців І.В. Адаптивні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарного оброблення / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. - 2013. - Випуск 772. - С. 62 – 66.
3. Lutsiv I. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface / I. Lutsiv, V. Voloshyn, R. Bytsa // Machines, Technologies, Materials. International journal. Bulgaria. - 2015. - Issue 12/2015. - pp. 64-67.
4. Lutsiv Igor. Experimental research of deformation zone of adaptive clamping elements for lathe jaws chucks / Igor Lutsiv, Vitalij Voloshyn, Roman Bytsa // Scientific journal of the Ternopil national technical university. - 2016. - №2 (82). - pp. 55-61.
5. Бица Р.О. Адаптивные зажимные элементы зажимных патронов для токарных станков / Р.О. Бица // Сборник статей III международной научно-практической конференции «Новые технологии наукоемкого машиностроения: приоритеты развития и подготовка кадров», 27 ноября 2015 г., г. Набережные Челны (Россия). - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2015. - С. 18-25.
6. Пат. 105514 Україна, МПК В 23В31/10. Адаптивний затискний кулачок / Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О.; заявник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. - № у 2015 08587; заявл.04.09.15; опубл. 25.03.16.
7. Бица Р.О. Застосування CAD/CAE систем для дослідження адаптивних затискних елементів токарних патронів / Р.О. Бица // Збірник наукових праць міжнародної науковр-технічної конференції студентів і молодих вчених «Молода наука. Технологія машинобудування», 06-08 квітня 2016р.: тези допов. -

Краматорськ, 2016. - С. 33 – 37.

8. Волошин В.Н. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску / В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 грудня 2012р. : тези допов. - Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2012. - С. 66.

9. Луців І.В. Забезпечення гнучкості токарних верстатів шляхом адаптації затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулюя, 29-30 жовтня 2014 р.: тези допов. - Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2014. - С. 33.

10. Луців І.В. Визначення деформації поверхні контакту затискних елементів адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2014. - С. 117.

11. Луців І.В. Адаптивні затискні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні", 10-15 лютого 2014р. : тези допов. - Львів, 2014. - С. 35

12. Луців І.В. Адаптація затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС-2015): матеріали тез доповідей V міжнародної науково-практичної конференції, 19–22 травня 2015 р.: тези допов. - Чернігів: ЧНТУ, 2015. - С. 116-117.

13. Луців І.В. Адаптація механізмів затиску токарних верстатів / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» присвяченої 55-річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження Івана

Пулюя, 19–20 травня 2015 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2015. - С. 116-117.

14. Луців І.В. Геометрична адаптація затискних механізмів автоматизованого обладнання для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку», 2—4 червня 2015 р. : тези допов. - Краматорськ: ДДМА, 2015. - С. 66.

15. Lutsiv I. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface / I. Lutsiv, V. Voloshyn, R. Bytsa // Scientific proceedings of the scientific-technical union mechanical engineering «IX International Conference for Young Researches «Technical Sciences and Industrial Management»», 07–10.09.2015. - Burgas (Bulgaria), 2015. - Vol. 18/181. - pp. 42-45.

16. Луців І.В. Експериментальне дослідження адаптивних затискних елементів токарних кулачкових патронів / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулюя, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2016. - С. 57-58.

17. Луців І.В. Експериментальні дослідження затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу», випуск 2, 14-18 вересня 2016р. : тези допов. - Херсон: ХНТУ, 2016. - С. 225-227.

18. Луців І.В. Експериментальні дослідження токарних самоцентрівних патронів з адаптивними затискними елементами / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець, Н.П. Кашуба // Збірник наукових праць VI Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 6-10 лютого 2017р.: тези допов. - Львів, 2017. - С. 70-72.

19. Луців І.В. Конструктивно-функціональний синтез токарних патронів з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», Том 1, 24-27 квітня 2017р.: тези допов. - Чернігів, 2017. - С.79-80.

ЗМІСТ	
ВСТУП.....	...11
РОЗДІЛ 1 ПРОБЛЕМА АДАПТАЦІЇ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДО ГЕОМЕТРІЇ ПОВЕРХНІ ЗАТИСКУ ТА УМОВ ОБРОБКИ.....	...17
1.1. Основні напрямки та тенденції в токарній обробці.....	...17
1.2. Вимоги до токарних верстатів та їх механізмів затиску.....	...19
1.3. Умови контактування затискних елементів в процесі затиску....	...25
1.4. Затискні елементи для базування та закріплення заготовок токарних верстатів.....	...29
1.5. Аналіз відомих конструкцій затискних пристроїв з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску та умов обробки.....	...32
1.6. Аналіз раніше проведених досліджень характеристик адаптивних затискних пристроїв.....	...43
1.7. Мета і задачі дослідження.....	...50
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА ПРИНЦИПІВ І СХЕМНИХ РІШЕНЬ АДАПТАЦІЇ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДО ПОВЕРХНІ ЗАТИСКУ.....	...52
2.1. Аналіз геометрії поверхонь затиску при обробці на токарних верстатах.....	...52
2.2. Систематизація затискних елементів із адаптацією до поверхні затиску.....	...55
2.3. Конструктивно-функціональний синтез нових затискних пристроїв з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску.....	...57
2.4. Методика багатокритеріального вибору раціональних структурних рішень синтезованих адаптивних систем затиску з використанням теорії нечітких множин.....	...67
2.5. Конструктивне виконання раціонального варіанту затискних елементів з адаптацією до поверхні затиску.....	...71
2.6. Висновки до розділу.....	...73
РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	...75

3.1. Методика дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка.....	75
3.1.1. Методика досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотілого моделювання.....	75
3.1.2. Енергетичний метод дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка.....	84
3.2. Методика проведення експериментальних досліджень.....	90
3.2.1. Методика експериментальних досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка.....	90
3.2.2. Методика вимірювання радіального биття.....	92
3.2.3. Методика вимірювання радіальних відтискань.....	94
3.2.4. Методика експериментальних досліджень динамічної похибки обробки деталей в токарних партонах, оснащених адаптивними ЗЕ.....	96
3.3. Висновки до розділу.....	97
РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АДАПТИВНИХ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ.....	99
4.1. Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотілого моделювання.....	99
4.2. Порівняльний аналіз картин напружено-деформованого стану зони затиску адаптивного затискного елемента та затискного елемента із жорсткою геометрією.....	103
4.3. Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка з використанням енергетичного методу.....	106
4.4. Експериментальні дослідження адаптивних затискних елементів для оснащення токарних кулачкових патронів.....	111
4.4.1. Експериментальні дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка.....	111

4.4.2. Експериментальні дослідження радіального биття.....	114
4.4.3. Експериментальні дослідження радіальних відтискань.....	120
4.5. Висновки до розділу.....	124
РОЗДІЛ 5 ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ З	
АДАПТИВНИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ З ЇХ	
ПРОЕКТУВАННЯ.....	
5.1. Оцінка впливу параметрів обробки та діаметра затиску заготовки на формування динамічної похибки при обробці деталей, затиснутих у патроні.....	126
5.2. Нові запропоновані затискні патрони із адаптивними затискними елементами.....	137
5.3. Методика вибору конструктивних параметрів та рекомендації з проектування адаптивних затискних елементів.....	140
5.4. Ефективність впровадження затискних патронів із адаптивними затискними елементами.....	144
5.5. Висновки до розділу.....	147
ВИСНОВКИ.....	149
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	152
ДОДАТКИ.....	164

ВСТУП

Актуальність теми. У машинобудуванні верстати токарної групи становлять 30-40% від загального парку металорізальних верстатів. Підвищення технічного рівня сучасних токарних верстатів і автоматичних верстатних систем в умовах багатомономенклатурного виробництва, високошвидкісної і прецизійної обробки деталей вимагає покращення характеристик їх основних механізмів та вузлів, одними із яких є механізми затиску.

Встановлення деталі та її утримання в процесі обробки супроводжується комплексом фізичних явищ, серед яких: пружні відтискання в приводі затискного механізму (ЗМ) і системі патрон-деталь; пружні та пластичні деформації деталей та стиків і порушення фізичних зв'язків між ними; теплові та інші явища. Здатність ЗМ верстата виконувати робочі функції при змінах умов роботи істотно залежить від можливості їх пристосування до змінних факторів впливу.

При різних діаметрах затиску використовуються традиційні механізовані токарні патрони з комплектами затискних елементів (ЗЕ). При цьому одним із дуже важливих напрямків підвищення гнучкості ЗМ є адаптація ЗМ до поверхонь оброблюваних заготовок різних діаметрів. Затиск по циліндричній поверхні більшого чи меншого діаметру призводить до того, що прилягання ЗЕ відбувається не по всій поверхні затиску і виникнення в зоні контакту високих поверхневих тисків, що може призвести до пошкодження поверхні, по якій проводиться затиск. При затиску заготовки по чорнових базах це допустиме явище, проте при затиску по оброблених чистових базах на кінцевих операціях технологічного процесу це може призвести до пошкодження поверхні затиску, зниження точності та жорсткості затиску. Тому розробка та дослідження ЗМ, що можуть адаптуватися до поверхонь затиску різної геометрії є актуальною науково-технічною задачею.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота пов'язана з виконанням плану науково-дослідної роботи викладачів Тернопільського національного технічного університету імені Івана

Пулюя відповідно до Постанови Кабінету Міністрів України №516 від 18.04.2006р. «Державна програма розвитку машинобудування», за програмою наукових досліджень Міністерства освіти і науки України, а також з виконанням держбюджетної науково-дослідної теми «Енергоефективні технології обробки деталей з полімерних матеріалів для обладнання магістральних газопроводів» (01.01.2013р. - 31.12.2014р.) (номер державної реєстрації НДР: 0113U000252).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є підвищення гнучкості обладнання для токарної обробки, яке працює в умовах частого переналагодження, за рахунок створення нових конструкцій ЗЕ токарних кулачкових патронів з адаптацією до поверхні затиску. Для досягнення мети поставлені і розв'язані такі задачі:

1. Провести аналіз відомих конструкцій адаптивних ЗЕ та існуючого стану їх досліджень.
2. Розробити нові принципові підходи до синтезу ЗЕ, які в процесі затиску адаптуються поверхні затиску, що засновані на пружній деформації затискної частини.
3. Розробити методики аналізу умов затиску в зоні контакту між ЗЕ і поверхнею затиску, а також оцінки напружено-деформованого стану у цій зоні для розроблених адаптивних ЗЕ.
4. Розробити методику експериментальних досліджень та дослідити характеристики токарних кулачкових патронів з адаптивними ЗЕ в лабораторних і виробничих умовах.
5. Створити нові конструкції ЗЕ з адаптацією до поверхні затиску та розробити практичні рекомендації щодо їх проектуванню та раціонального використання.

Об'єкт дослідження – процеси, що виникають при затиску деталей в токарних кулачкових патронах.

Предмет дослідження – адаптивні ЗЕ для оснащення токарних кулачкових патронів.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження базуються на основі фундаментальних засад конструювання верстатів та машин, опору матеріалів, моделювання твердотільних конструкцій на основі теорії пружності з використанням методу скінчених елементів, математичного моделювання. Розробка нових конструкцій адаптивних ЗЕ здійснювалася на базі методів структурно-схемного синтезу. Експериментальні дослідження проводилися на основі сучасного стандартного та спеціально створеного оснащення. Оброблення результатів виконувалося з використанням методів математичної статистики та багатфакторного планування експериментів за допомогою спеціального програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше сформульовано, теоретично обґрунтовано та експериментально підтверджено новий принцип створення адаптивних ЗЕ (ЗЕ із автоматичним набуттям форми в процесі затиску), який полягає у навмисному введенні в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки різних діаметрів.

2. Вперше на основі комплексного функціонального підходу до аналізу взаємозв'язку між конструктивними елементами та конструктивними параметрами ЗЕ для оснащення токарних патронів запропоновано використання конструктивно-функціонального синтезу для створення нових затискних пристроїв з адаптацією ЗЕ до поверхні затиску.

3. З допомогою обґрунтованих і розроблених теоретичних і комп'ютерних моделей напружено-деформованого стану зони деформації ЗЕ, який адаптується до поверхні затиску, встановлені межі працездатного стану цих ЗЕ, що дозволяє вибрати їх раціональні конструктивні параметри для забезпечення надійного затиску по наперед заданих експлуатаційних характеристиках.

4. Вперше теоретично обґрунтовано та експериментально доведено підвищення якісних показників оброблених заготовок при використанні ЗЕ адаптивного типу.

Практичне значення одержаних результатів.

1. Запропонована методика створення ЗЕ, які адаптуються до геометрії оброблюваної заготовки, яка може бути використана для розробки ЗЕ, що адаптуються до інших факторів (наприклад, зміни розподілу зусилля затиску по довжині поверхні затиску ЗЕ і т.д.)

2. Конструкція запропонованих адаптивних ЗЕ, які захищені патентом України на корисну модель, дозволяє розширити діапазон діаметрів затиску оброблюваних деталей одним комплектом ЗЕ, відповідно до сучасних вимог щодо швидкості переналагодження та якості оброблюваної деталі.

3. Вироблено практичні рекомендації, щодо врахування впливу різних факторів на якість поверхні при обробці на верстатах токарної групи з використанням ЗЕ адаптивного типу.

4. Результати дисертаційного дослідження передано для впровадження у ТОВ "Люїзо" (м. Тернопіль) для обробки валів, якими оснащуються машини для порізки сталі та ТОВ "Агросем" (м.Тернопіль), для обробки валів навіски с/г техніки. Вони також використовуються в навчальному процесі на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин ТНТУ ім. І.Пулюя.

Особистий внесок здобувача.

Основні теоретичні та експериментальні дослідження за темою дисертаційної роботи автор отримав особисто. Роботи [5, 7] є одноосібними. Постановка мети, завдань досліджень, розробка методології та підходів до їх вирішення, а також аналіз результатів отримані разом з керівником. Особистий внесок дисертанта у роботах виконаних у співавторстві полягає у створенні скінчено елементної моделі адаптивного ЗЕ та опрацювання даних отриманих за допомогою ЕОМ [1,2,3,6,9,10,12,14,17], розробці методики експериментальних досліджень параметрів затиску заготовки в адаптивних ЗЕ [4,14,15,16,18], розробці конструкції адаптивного ЗЕ [6], синтезі нових конструкцій адаптивних ЗЕ [11,13,19], оцінці умов затиску в зоні контакту між запропонованими ЗЕ та поверхнею затиску [6,7,8].

Апробація результатів дисертації.

Основні положення та результати дисертаційної роботи були викладені на 12 наукових конференціях, 2 з яких закордонні: міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 2012), II Всеукраїнська науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні» (Львів, 2014), XVIII наукова конференція Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (Тернопіль, 2014), III міжнародна науково-технічна конференція молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 2014), міжнародна науково-технічна конференція «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» присвячена 55-річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження Івана Пулюя (Тернопіль, 2015), V міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (Чернігів, 2015), XIII міжнародна науково-технічна конференція «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку» (Краматорськ, 2015), IX International conference for young researchers. Technical Sciences. Industrial Management (Bulgaria, 2015), II международная научно-практическая конференция «Новые технологии наукоемкого машиностроения: приоритеты развития и подготовка кадров» (Набережные Челны, 2015), XIX наукова конференції ТНТУ ім. І. Пулюя (Тернопіль, 2016), міжнародна науково-технічна конференція студентів і молодих вчених «Молода наука. Технологія машинобудування» (Краматорськ, 2016), II міжнародна науково-практична конференція «Сучасні технології промислового комплексу» (Херсон, 2016), VI міжнародна науково-технічна конференція «Прогресивні технології в машинобудуванні» (Львів, 2017), VII міжнародна науково-практична конференція «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (Чернігів, 2017).

Публікації. Основні результати дисертаційного дослідження відображені у 19 наукових працях (2 одноосібні), в тому числі у 6-ти наукових статтях, 3 з яких - у фахових виданнях, 2 - в іноземних, 12 - у тезах в збірниках матеріалів конференцій, та 1-му патенті України на корисну модель.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота викладена на 163 сторінках, складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 118 назв, містить 82 рисунки, 8 таблиць, а також додатки на 27 сторінках.

РОЗДІЛ 1. ПРОБЛЕМА АДАПТАЦІЇ ЗАТИСКНИХ МЕХАНІЗМІВ ДО ГЕОМЕТРІЇ ПОВЕРХНІ ЗАТИСКУ ТА УМОВ ОБРОБКИ

1.1. Основні напрямки та тенденції в токарній обробці

Вирішення висунутих суспільством задач в сфері промислового виробництва можливе лише за допомогою створення сучасних машин, впровадження прогресивних технологій їх виробництва, використання нових принципів господарської діяльності, а також застосування нових нетрадиційних підходів до проектування машин, технологій та організацій виробництва.

Аналіз діючих виробничих систем, проведений закордонними компаніями показав, що 60-70% підвищення якості, конкурентоспроможності продукції та технології її виробництва забезпечується за рахунок підвищення ефективності та удосконалення структури парку технологічного обладнання.

Зважаючи на це, розвиток сучасного машинобудування в цілому і верстатобудування зокрема, пов'язаний з наступними тенденціями:

1. Підвищення продуктивності технологічного обладнання.
2. Підвищення якості продукції, що виготовляється.
3. Зменшення витрат і сировинно-енергетичних ресурсів.
4. Зменшення частки фізичної праці людини.
5. Полегшення рутинної інтелектуальної праці людини.
6. Розширення технологічних можливостей обладнання.

У машинобудуванні верстати токарної групи становлять 30—40% [61] від загального парку металорізальних верстатів. Саме тому, виробники металообробного обладнання у всьому світі, надзвичайно велику увагу приділяють розробкам, що стосуються вдосконалення саме цього типу металорізальних верстатів.

Проаналізувавши наукові роботи провідних вчених у галузі машинобудування та матерілообробки, а також розробки провідних компаній-виробників металообробного обладнання, можна сформулювати такі основні

напрямки в токарній обробці:

1. Високошвидкісна і високопродуктивна обробка на швидкостях до 30 м/с з використанням прогресивного різального інструменту, високошвидкісних мотор-шпинделів, швидкодіючих приводів переміщення рухомих вузлів, а також механізмів автоматичної зміни інструменту.

2. Створення багатофункціонального, багатоцільового обладнання для реалізації методів обробки, як подальший крок в напрямку концентрації операцій і різнохарактерних методів обробки на одному верстаті, наприклад токарної і свердлильно-фрезерно-розточувальної, що дозволяє суттєво скоротити тривалість виробничого циклу і підвищити точність обробки.

3. Нові компоновки верстатів з мехатронними компонентами, які об'єднують засоби механіки, електроніки і електротехніки, зокрема з використанням штучного інтелекту, датчиків, шарнірних штанг постійної або змінної довжини, що суттєво спрощує конструкцію, зменшує вагу верстата і створює оптимальні умови для високошвидкісної обробки.

4. Прагнення до прецизійної та ультрапрецизійної обробки, що дозволяє забезпечити точність обробки високоточних прецизійних виробів до 0,01мкм і отримати шорсткість поверхні $R_z=0,001$ мкм. Надприцевізна обробка висуває підвищені вимоги до матеріалу заготовки, зокрема до її хімічного складу, а також механічних та фізичних властивостей.

5. Агрегатно-модульний принцип побудови верстатів з використанням уніфікованих вузлів і модулів для гам однотипних верстатів, що сприяє їх централізованому виробництву. З'являється можливість реалізації принципу паралельного проектування, тобто одночасного виконання в короткі терміни проектних робіт і підготовки виробництва з метою їх синхронізації.

6. Прагнення до безлюдної технології – гнучке автоматизоване виробництво (ГАВ), завдяки дистанційному керуванню виробництвом, інтелектуальним системам ЧПК з відкритою архітектурою, швидкодіючій обчислювальній техніці, діагностичним системам, новому обладнанню типу робот-верстат з паралельною кінематикою, вбудованими оптичними засобами контролю геометричних розмірів

поверхні деталі і якості обробки і т.д.

7. Застосування нових прогресивних матеріалів для виготовлення верстатів. Для нерухомих деталей використовують так званий верстатометал і синтегран, полімербетон, лиття з гранітної крихти. Для рухомих деталей несучої частини – алюмінієві сплави, які леговані нікелем і калієм; для шпинделів, ходових гвинтів – леговані сталі.

8. Широке використання екологічно нешкідливого "сухого різання" або нешкідливих ЗОР, малошумних комплектуючих виробів, розвинутої системи блокування [77].

9. Використання швидкопереналагоджуваних та широкоуніверсальних затискних пристроїв, що дозволяє знизити час на переналагодження при зміні типорозміру оброблюваної на верстаті деталі, а також забезпечує простоту переналагодження, і можливість як ручного так і автоматичного переналагодження.

Одним із основних вузлів токарного верстата є затискний механізм (ЗМ), який суттєво впливає на точність і продуктивність обробки заготовок, а також визначає режими різання, точність встановлення заготовки і т.д. ЗМ протягом тривалого часу зберігають традиційні конструкції, в результаті чого порушується їх відповідність загальній структурі верстата, яка постійно вдосконалюється. На даний час забезпечення тільки необхідної сили затиску і міцності ЗМ вже не є достатнім, внаслідок підвищення вимог до точності, жорсткості, ширини діапазону, швидкодії, швидкохідності, переналагоджуваності, багатофункціональності та довговічності. На основі цих першочергових вимог, формуються і напрямки розвитку ЗМ, одним із найважливіших серед яких є вдосконалення металорізальних верстатів токарної групи шляхом створення нових ЗМ і розширення можливостей наявних ЗМ.

1.2. Вимоги до затискних механізмів токарних верстатів

Нові технології обробки, а також реалізація адаптивних виробничих систем ставлять високі вимоги до металорізальних верстатів, пристроїв для затиску

заготовок та інструментального оснащення.

Токарні верстати для здійснення нових технологій обробки повинні задовольняти наступні вимоги [16, 74, 101]:

- приводи головного руху повинні мати високі максимальні частоти обертання, малий час розгону та гальмування, великий діапазон регулювання та потужність;
- несучі системи та опори шпинделів мають мати високу жорсткість та хороші демпфуючі властивості;
- супортні системи забезпечувати високу точність позиціювання, а шпиндельні вузли – точність обертання;
- системи затиску заготовки повинні забезпечувати стабільність затиску в усьому діапазоні частот обертання шпинделя та мати високу гнучкість;
- захисні пристрої повинні забезпечувати адекватний захист і мати досить високий потенціал безпеки;
- повинне бути хороше стружковідведення, малі дисбаланси, низькі втрати потужності;
- системи керування повинні бути швидкодіючими, а конструкція верстата повинна бути термостабільною.

Приведені вище вимоги повинні забезпечуватися шляхом відповідних принципових рішень компонентів та систем сучасних токарних верстатів (рис.1.1).

Система затиску заготовки, як видно із рис.1.1, відіграє дуже важливу роль у системі компонентів токарного верстата, адже від неї значно залежить швидкість обробки, точність і якість обробки, а також гнучкість обробки.

При токарній обробці для затиску деталей в умовах гнучкого виробництва широко використовуються затискні патрони обробка в яких складає 60-70% від усіх видів токарних робіт [33]. Вони повинні відповідати ряду вимог, виконання яких забезпечує тривалу, надійну і безперебійну роботу, і, відповідно, надійну і продуктивну роботу обладнання для токарної обробки і створених на його основі

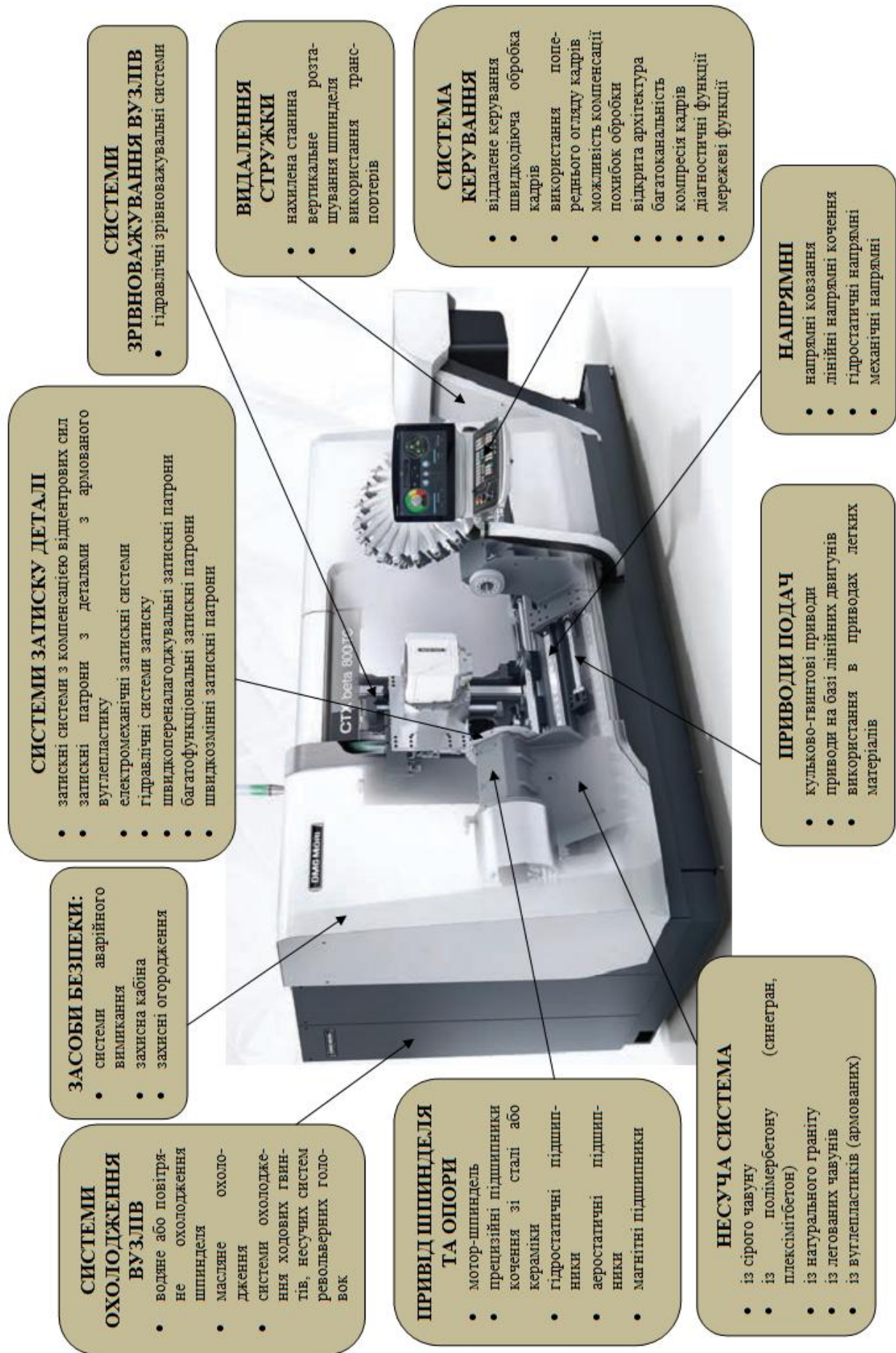


Рис.1.1.1. Принципові рішення компонентів сучасних токарних верстатів

модулів автоматизованих виробничих систем.

Вимоги до токарних затискних пристроїв для баганоменклатурного виробництва (рис.1.2) розділені на три групи: основні, допоміжні і ті, які враховуються при проектуванні [14]. Серед основних вимог можна виділити групу експлуатаційних, які визначають кінцеву задачу затискних патронів – забезпечення потрібної точності і якості виготовлення деталей, та групу вимог, виконання яких забезпечує їх гнучкість (рис.1.2) [14].

Однією з важливих проблем підвищення продуктивності в умовах гнучкого виробництва є зниження часу на переналагодження затискних патронів при зміні типорозміру оброблюваної деталі на верстаті, яке відбувається шляхом заміни затискних елементів, затискних пристроїв за допомогою маніпуляційних систем, або шляхом перепозиціювання затискних елементів [14].

Як свідчать дані досліджень [107] інвестиції у пристрої швидкої заміни та накопичення затискних елементів можуть досягати до 50% від загальної суми інвестицій у токарний верстат з ЧПК. Тому сучасні затискні патрони повинні швидко адаптуватися до змін типорозміру деталей і їх поверхонь затиску.

Виконання основної функції системи затиску – закріплення деталей в умовах баганоменклатурного виробництва – розподіляється на ряд підпорядкованих функцій, які реалізуються відповідними системами (рис.1.3), що складаються з окремих вузлів та елементів затискної системи [105].

Інформаційна система вирішує завдання визначення діапазону затиску, вибору затискних елементів і контролю зусилля кріплення. Необхідний діапазон затиску визначається, виходячи з геометрії оброблюваних деталей. Вибір затискних елементів здійснюється залежно від розмірів деталі, стану вже оброблених поверхонь, а також положення затискних поверхонь наявних елементів затиску.

В енергетичній системі електрична, гідравлічна або пневматична енергія перетворюється в механічну. Оскільки конструкції верстатів допускають варіювання типів і розмірів перетворювачів в дуже вузьких межах, вибір енергоносія визначає величину допустимої сили різання.

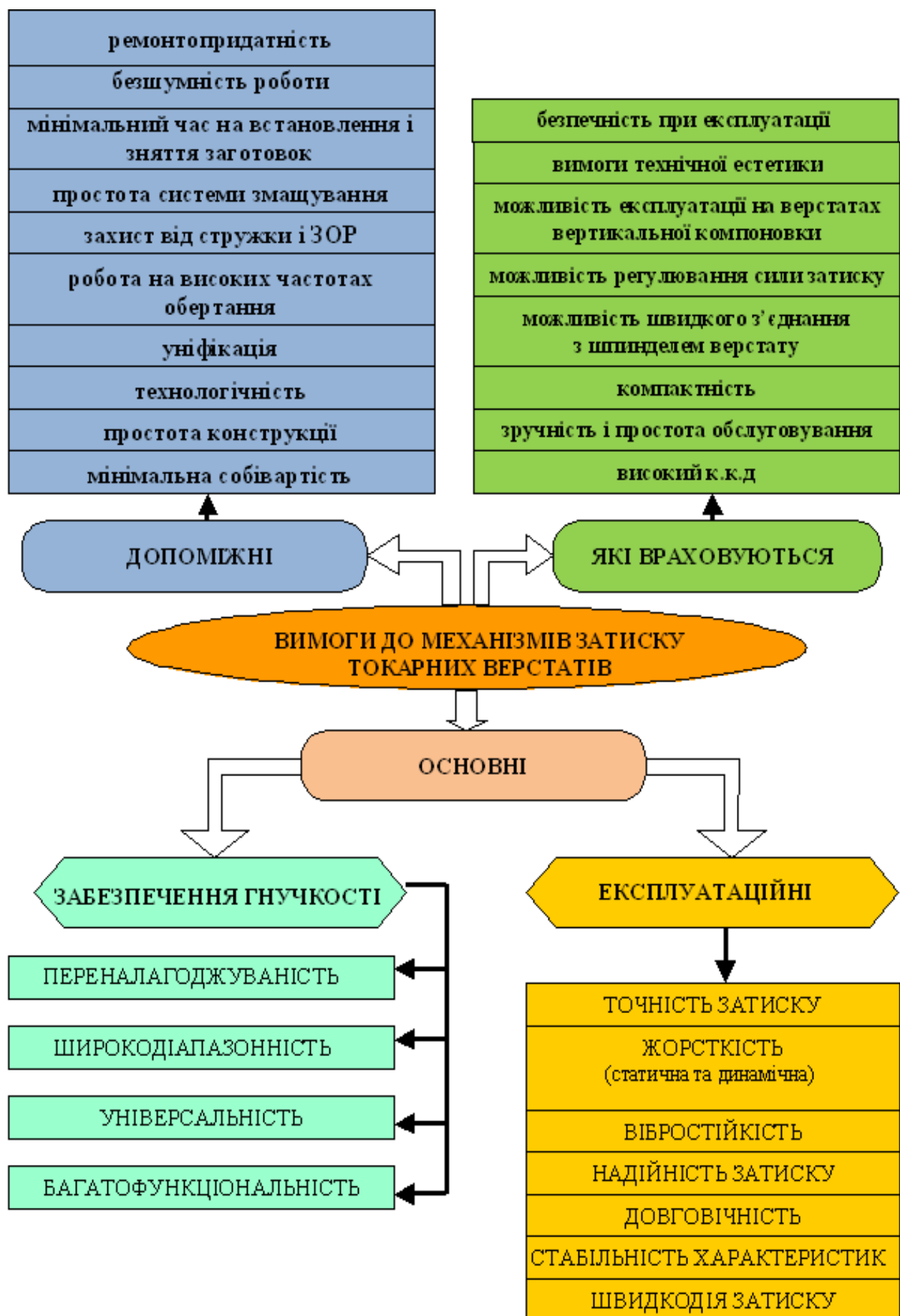


Рисунок 1.2. Вимоги механізмів затиску токарних верстатів [14]

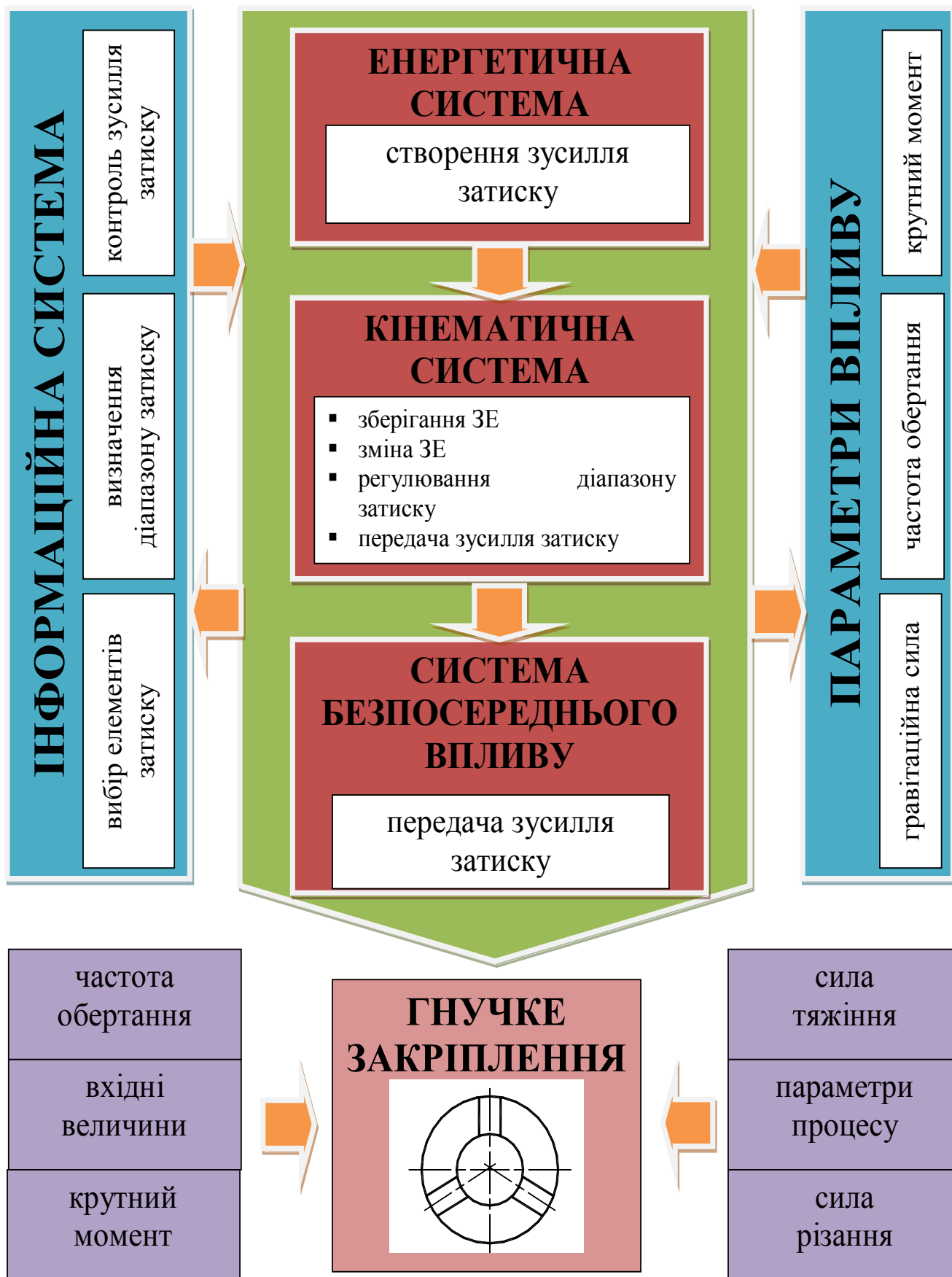


Рисунок 1.3. Взаємозв'язок функціональних схем при реалізації гнучкого закріплення оброблюваних деталей у верстатних комплексах токарної обробки

У кінематичній системі гнучкими пристроями затиску повинні виконуватися функції зберігання і зміни затискних елементів, регулювання діапазону затиску і передачі затискного зусилля. Вирішальним при виборі гнучких затискних пристроїв є конструктивне виконання і розташування функціональних носіїв. З точки зору технологічних завдань, що реалізуються поза верстатною системою, гнучке закріплення деталей включає такі функції, як зберігання і зміна затискних елементів, регулювання діапазону затиску і передача зусилля затиску на деталь. В межах верстата ці функції обмежені такими, як створення зусилля затиску, передача його на носій деталі і контроль його величини. Система безпосереднього впливу вирішує завдання передачі зусилля по центрі деталі, підтримки положення та орієнтації деталі під час обробки при впливах складової сил різання та сил тяжіння.

1.3. Умови контактування затискних елементів в процесі затиску

В місці спряження поверхні ЗЕ з об'єктом затиску виникають три види контактних деформацій: пружні, пластичні та пружно-пластичні. Пружні деформації виникають при нормальних напруженнях (тисках), які не перевищують границю пружності, а пластичні – при закріпленні м'яких поверхонь і при досягненні нормальними напруженнями границі пружності. По мірі взаємного зближення затискного елемента з об'єктом закріплення тиски в місці стику зростають і пружні контакти переростають в пластичні. Може бути і навпаки: спочатку виникають пластичні деформації при кромковому контакті, а потім при збільшенні площі контакту – пружні [43]. Даний випадок можливий тоді, коли затискний елемент охоплює заготовку, діаметр d (радіус кривизни r) якої на 0,2...0,5 мм більший діаметра d_0 (радіус кривизни r_0) робочого отвору затискного елемента.

Контактні зближення h_k в спряженні затискного елемента з об'єктом закріплення залежить від матеріалу і форми (радіусів кривизни r і r_0) поверхонь контакту деталей, кутів поздовжнього ϑ і поперечного γ проникнення, рівних кутовим зазорам при неповному контакті, нормальній сили T і площі контакту F_k

(чи нормального тиску $\sigma = T / F_k$) [38]. В залежності від цих параметрів контакти можуть бути точковими, лінійними, кромковими та ін. (рис.1.4.). Можливі і інші види контакту, наприклад, при затиску некаліброваних заготовок і фігурних поверхонь деталей.

Вплив різних факторів на контактні зближення h_k між затискним елементом і заготовкою можна оцінити за допомогою емпіричних залежностей [38,01]. Найменше значення зближення h_k існує при відсутності відхилення діаметра d заготовки від діаметра d_k робочого отвору затискного елемента ($\Delta d = d - d_0 = 0$) і кутового зазору в поздовжньому перерізі ($u = 0$), що викликано великою площею контакту і малими питомими тисками, які в зоні контакту викликають тільки пружні деформації.

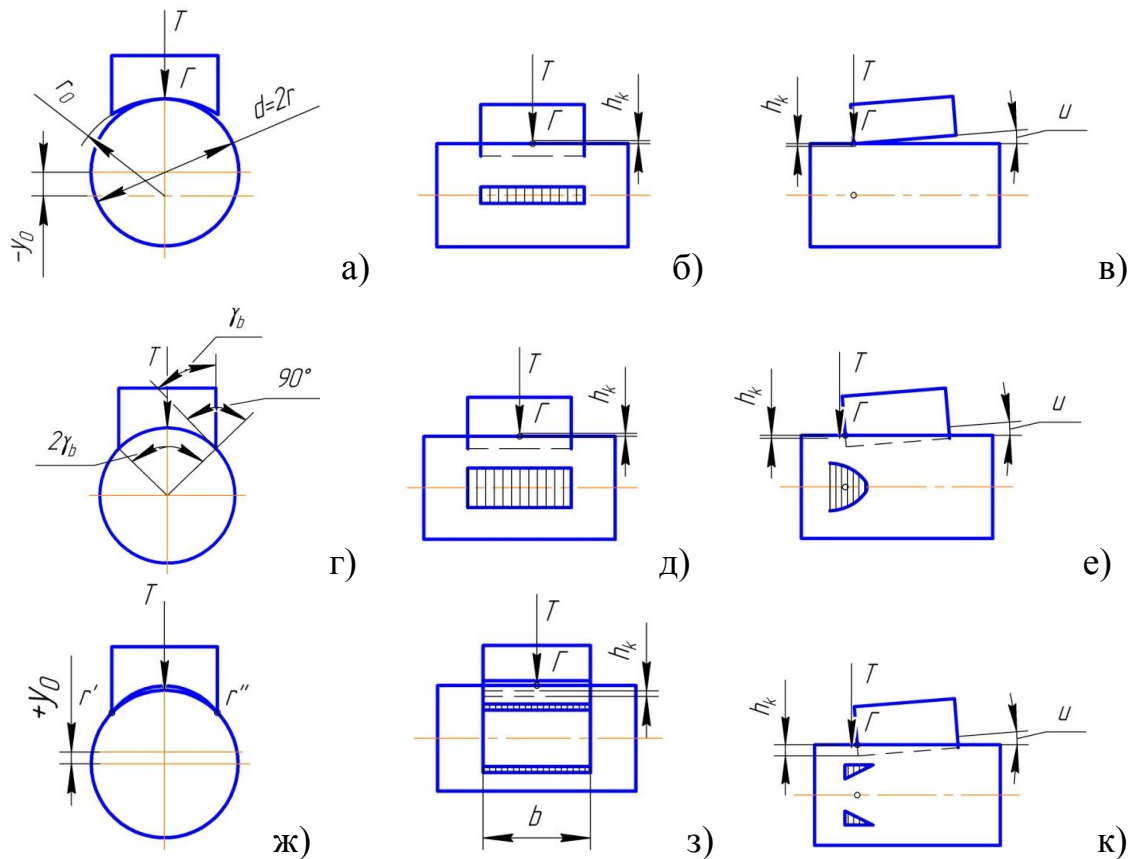


Рис. 1.4. Види контактів поверхонь затискного елемента з круглою заготовкою, що затискається при відхиленнях діаметра $\Delta d = d - d_0$, у більших (а-в), рівних (г-е) та менших (ж-и) нуля: а, в - точковий; б - лінійний; д - повноповерхневий; е - неповноповерхневий; ж - кромковий; з - двохлінійний; к - двохсторонній неповноповерхневий

Зі зменшенням діаметра заготовки ($\Delta d < 0$) при кутовому зазорі $u=0$ параметр h_k збільшується не значно; залежність носить майже лінійний характер. При зменшенні діаметра заготовки ($\Delta d > 0$) контакт відбувається посередині затискного елемента, ширина області контакту зменшується, а питомий тиск і h_k збільшуються. При $d > d_0$ зближення h_k зростає дуже швидко з ростом Δd в зв'язку з наявністю кромкового контакту і появі великих питомих тисків, які досягають границі деформації. При збільшенні нормальної сили T при виборі зазорів, які визначаються різницею діаметрів Δd , площа контакту збільшується, тиски зменшуються і починають переважати пружні деформації. Для підвищення жорсткості системи патрон-деталь (П-Д) необхідно створити радіальну силу затиску, яка нівелює всі зазори за рахунок контактних зближень і яка забезпечує найменшу податливість спряження між затискним елементом і заготовкою.

При кутовому зазорі $u=0$ між затискним елементом і заготовкою утворюються лінійні і поверхневі контакти, а відповідно і менші радіальні тиски. Поява незначних кутових зазорів u в поперечному перерізі, особливо в 1° , призводить до різкого зменшення площі контакту. При подальшому збільшенні кута u і зменшенні площі контакту, збільшення контактних зближень менш відчутне.

Кулачкові патрони взаємодіють із заготовкою через кулачки, забезпечуючи силові і контактні взаємодії, жорсткість затиску (статичну та динамічну), виникнення контактних напружень і деформацій, точність позиціонування і т.д. Різноманітність заготовок з різними діаметрами, шорсткістю установочної поверхні, силою затиску і конструкцій кулачків передбачає багато варіантів, які зводяться в три групи:

1) кулачки шліфовані, заготовка гладка зі змінним діаметром ($D_3 < D_K$, $D_3 \geq D_K$) чи радіусом кривизни ($R_3 < R_K$, $R_3 \geq R_K$), що змінює умови контакту і силу затиску, при яких гарантується виконання вимог нормального затиску;

2) умови по п.1, але заготовка не гладка, а з різною шорсткістю установочної поверхні;

3) умови по пп.1 і 2, але в результаті зміни сили затиску може утворитися недозатиск (натягнутий стик), нормальний затиск (натягнутий стик) або перезатиск (перетягнутий стик).

При роботі затискного елемента із «жорсткою» геометрією поперечного перерізу в діапазоні ΔD можливі наступні варіанти його контактування із заготовкою (рис.1.5): I - $R_3 < R_K$ ($\Delta D < 0$), II - $R_3 = R_K$ ($\Delta D = 0$) і III - $R_3 > R_K$ ($\Delta D > 0$). Для заготовок груп 1 і 2 зміна нормальної радіальної сили затиску T пропорційна контактним зближенням h_k . В такому випадку площа контакту F_k між кулачком і заготовкою залежить від співвідношення діаметрів ($\Delta D = D_3 - D_K$), чи радіусів кривизни ($\Delta R = R_3 - R_K$).

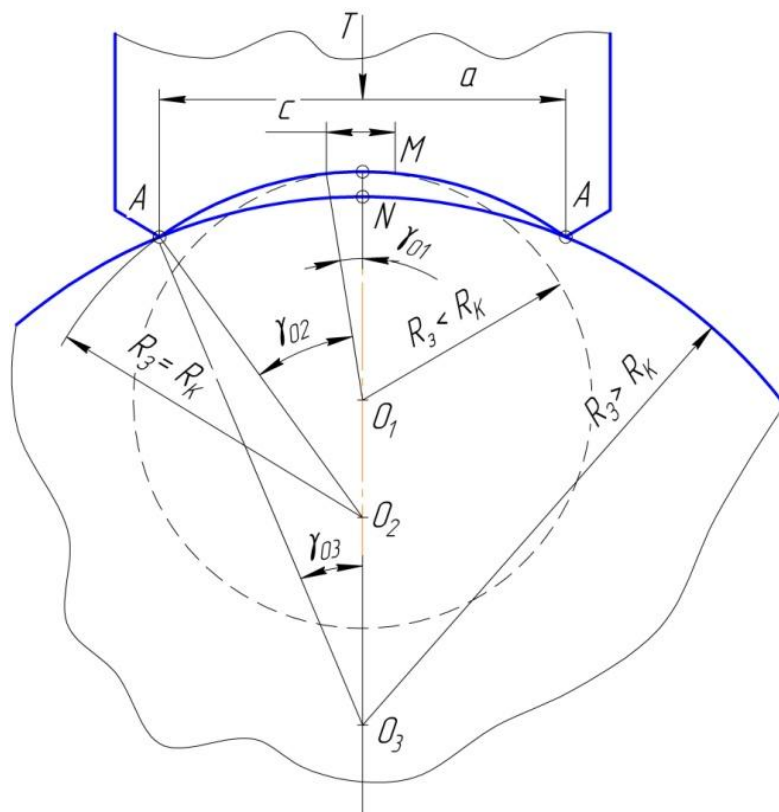


Рис.1.5. Варіанти контакту кулачка з радіусом R_K з гладкою циліндричною заготовкою радіусом $R_3 < R_K$ (половина кута обхвату γ_{01} і ширини контакту a),

$$R_3 = R_K(\gamma_{02}) \text{ і } R_3 > R_K(\gamma_{03}) \text{ при базі А-А і силі Т [42]}$$

Підсумовуючи вище викладене, можна зробити висновки, що умови контакту заготовки та ЗЕ в процесі затиску визначаються багатьма параметрами, які включають такі, як особливості заготовки, ЗЕ, режимів обробки, так і

особливості зв'язку між ЗЕ та патроном. В залежності від якісних характеристик умов контакту багато в чому залежить якість обробки заготовки. Саме тому дуже важливо забезпечити оптимальні умови затиску, зокрема максимальну площу контакту між ЗЕ та заготовкою.

1.4. Затискні елементи для базування та закріплення заготовок токарних верстатів

Враховуючи вимоги, які ставляться до процесу токарної обробки, досить велика увага приділяється затискним елементам які використовуються для оснащення токарних патронів.

Зазвичай у механізованих токарних патронах використовуються дві пари кулачків: базові та накладні. Базові кулачки встановлюються безпосередньо в патроні, а накладні – кріпляться до базових. Токарні патрони можуть виготовлятися також із одними кулачками, які виконують функції базових і накладних; їх перевагою є більша жорсткість, проте такі кулачки мають меншу гнучкість.

Основними вимогами до конструкції кулачків є: забезпечення охоплення певного діапазону деталей, висока точність базування, швидкопереналаджуваність, а також достатня жорсткість з'єднання базового кулачка з накладним.

Вибір кулачків здійснюється в залежності від типу та типорозміру патрона, геометричних розмірів, матеріалу оброблюваної деталі, а також форми оброблюваної поверхні. За типом поверхні затиску стандартні кулачки поділяються на м'які, загартовані та загартовані кулачки із зубами (рис.1.6) [23-25].

М'які кулачки зазвичай використовують при затиску попередньо оброблених деталей. За рахунок розточування або шліфування поверхні затиску під діаметр затиску забезпечується висока точність затиску.

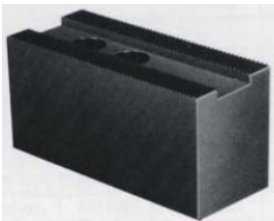
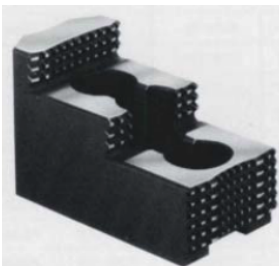
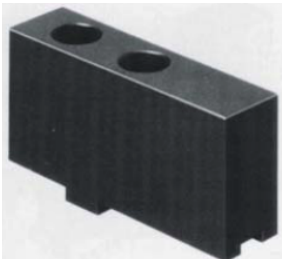
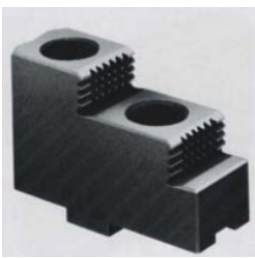
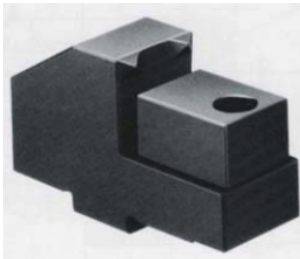
	М'які кулачки	Загартовані кулачки	Жорсткі зубчасті кулачки
	Гладка поверхня затиску	Рифлена поверхня затиску	Зубчаста поверхня затиску
З'єднання через зубчасті виступи			
З'єднання паз-виступ			

Рис.1.6. Стандартні накладні кулачки

Загартовані та загартовані кулачки із зубами (рис.1.6) використовуються для затиску попередньо необроблених деталей, а також при обробці твердих матеріалів. Такі кулачки використовуються при чорновій обробці, де виникають великі сили різання і крутний момент. Оскільки в процесі обробки деталей відбувається зношування зубів зубчастих кулачків, то їх виготовляють зі змінним вставками. Недоліком таких кулачків є ймовірність пошкодження зубами поверхні оброблюваної заготовки.

Для обробки заготовок складної геометричної форми та на високих частотах обертання використання стандартних кулачків є неефективним. Тому для таких ситуацій розроблені кулачки спеціальних конструкцій (рис.1.7). Серед них можна виділити маятникові кулачки з двома та чотирма точками затиску (рис.1.7,а), які використовуються для затиску тонкостінних деталей. При використанні таких кулачків, завдяки збільшенню місць затиску по колу значно зменшується деформація деталі. Також вони ідеально підходять для заготовок з нерівномірною поверхнею затиску (наприклад, відливки).

Компанією Schunk розроблено спеціальні пластикові кулачки Quentes (рис.1.7,б). Використання таких затискних кулачків із скловолокнистого

композитного матеріалу забезпечує високий коефіцієнт тертя 0,3-0,4 і попереджає утворення слідів від затиску на поверхні заготовки. Такі кулачки добре підходять для деталей зі шліфованою і попередньо обробленою поверхнею. Легка конструкція таких кулачків дозволяє працювати при високих частотах обертання.

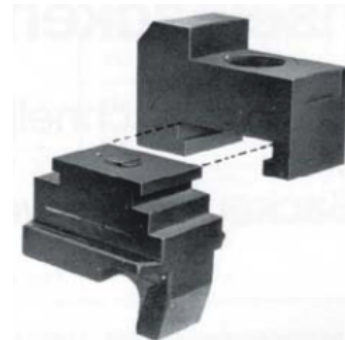
Ще одним видом спеціальних кулачків є швидкозмінні кулачки (рис. 1.7,в), які відрізняються простотою у використанні і дозволяють скоротити час переналагодження шляхом швидкої зміни кулачків. Таким чином, без збільшення ходу переміщення базового кулачка може бути здійснений затиск у досить широкому діапазоні затиску [26-32].



а)



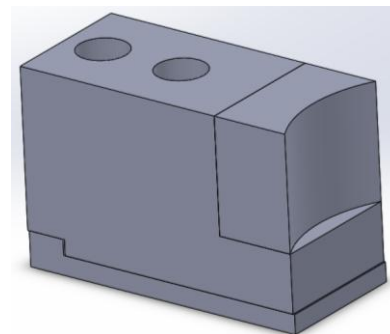
б)



в)



г)



д)

Рис.1.7. Типи кулачків спеціальних конструкцій для затиску заготовок при токарній обробці

Одним із лімітуючих факторів частоти обертання шпинделя при механічній обробці деталі є відцентрові сили, які виникають при обертанні кулачків. Вирішити цю проблему можна за рахунок оптимізації геометрії кулачка, а також

за рахунок заміни сталі, як матеріалу кулачків, на матеріали з низькою питомою масою, таких як алюміній або армоване вуглеволокно (рис.1.7,г). На рис.1.7,г приведений накладний затискний кулачок, виготовлений із армованого вуглепластику. Для зменшення маси і забезпечення достатньої сили затиску кулачки можуть виготовляти із трьох компонентів: сталюї вставки 1 для затиску деталі; сталюї приєднувальної частини 2 до базового кулачка; ламінатного блока 3, до яких ці дві частини кріпляться (рис.1.7,д).

1.5. Аналіз відомих конструкцій затискних пристроїв з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску та умов обробки

Розробці конструкцій пристроїв з адаптацією затискних елементів затиску присвячено багато наукових досліджень у провідних технічних університетах та компаніях, які займаються виробництвом затискних пристроїв. Для забезпечення адаптації поверхні затиску ЗЕ до заготовок різних діаметрів використовуються різні принципи, зокрема [106]:

- механічні (висувні штирі; пластини; гнучкі сегменти та ін.);
- теплові (швидкоплавкі матеріали та легкоплавкі метали), магнітні (магнітні порошки, магнітореологічні рідини);
- гідравлічні (рідкі та сипучі середовища (гранули)).

Найбільш поширеними принципами адаптації ЗЕ до заготовок різних діаметрів є механічні принципові підходи.

Накладний затискний кулачок, який забезпечує затиск заготовок різних діаметрів за допомогою набору підпружинених пластин [117], приведений на рис.1.8. Така конструкція механізму адаптації дозволяє затискати циліндричні заготовки в діапазоні діаметрів 30-150 мм при максимальній силі затиску 30 кН. Головною проблемою цієї конструкції є неточне повторне позиціонування заготовки при затиску. Причиною цього є стохастичність коефіцієнта тертя між пластинами під час позиціонування заготовки. Застосування таких ЗЕ можливе у захоплюючих пристроях промислових роботів.

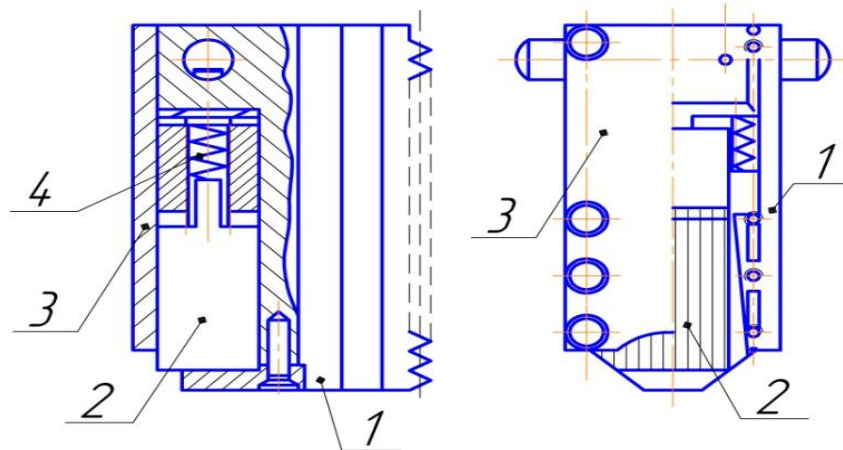


Рис. 1.8. Адаптивний затискний кулачок із зоною адаптації у вигляді підпружинених пластин: 1 - корпус кулачка; 2 - набір пластин; 3 - кришка; 4 – пружина

Аналогічну конструкцію мають затискні кулачки, які запатентовані у авторських свідоцтвах А.С.№1830306 [4] та А.С.№1745422 [24]. Затискний кулачок (рис.1.9) пристосовується до поверхні затиску за допомогою підпружинених пластин 7 пружинами 6, які знаходяться у знімній рамці 4, що фіксується в основному кулачку 1. За допомогою пружних пластин 11 [4]. Підпружинені пластини, які розміщені у відповідності до профілю заготовки в поперечному перерізі фіксуються за допомогою болтів 8 і гайок 9. Болти 8 центруються у центруючій пластині 5.

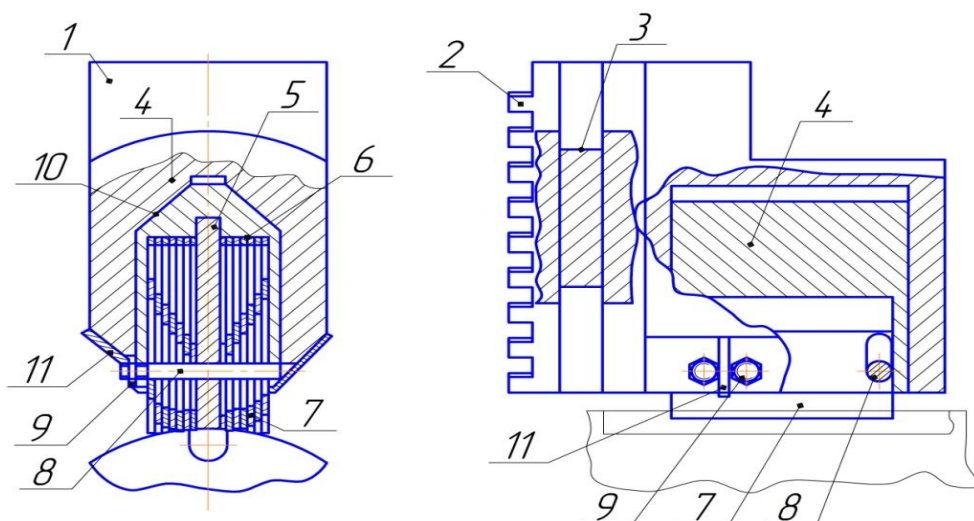


Рис.1.9. Кулачок токарного патрона із змінною рамкою підпружинених пластин.

Приведення в дію кулачка при затиску відбувається від приводу затиску патрона. Перевагами такого кулачка є висока точність базування і закріплення за рахунок фіксації пакета пластин під відповідну форму поперечного перерізу заготовки. недоліком є значний час на переналагодження та можливі пошкодження поверхонь затиску при значних зусиллях затиску. Затискний кулачок 1 (ри.1.10) пристосовується до поверхні затиску в поздовжньому і поперечному напрямках за рахунок розташування паралельно один одному в шахматному порядку в отворах кришки 4 робочих елементів 3 виконаних у вигляді циліндричних стержнів з головками, які контактують один з одним призматичними поверхнями і мають замикаючі конічні поверхні. Під час затиску робочі елементи 3 контактуючи із заготовкою, утворюють відображення форми поверхні і в такому положенні один відносно одного переміщуються по напрямних кришки 4 в порожнину із стальними кульками 2. кульки 2 контактуючи із стінками порожнини перерозподіляються та створюють при цьому замкнуту систему сил.

Недоліком такого затискного кулачка є неточність позиціювання за рахунок різного коефіцієнта тертя між призматичними частинами робочих елементів 3 та точковий контакт. Це не дозволяє таким ЗЕ здійснювати затиск на чистових поверхнях.

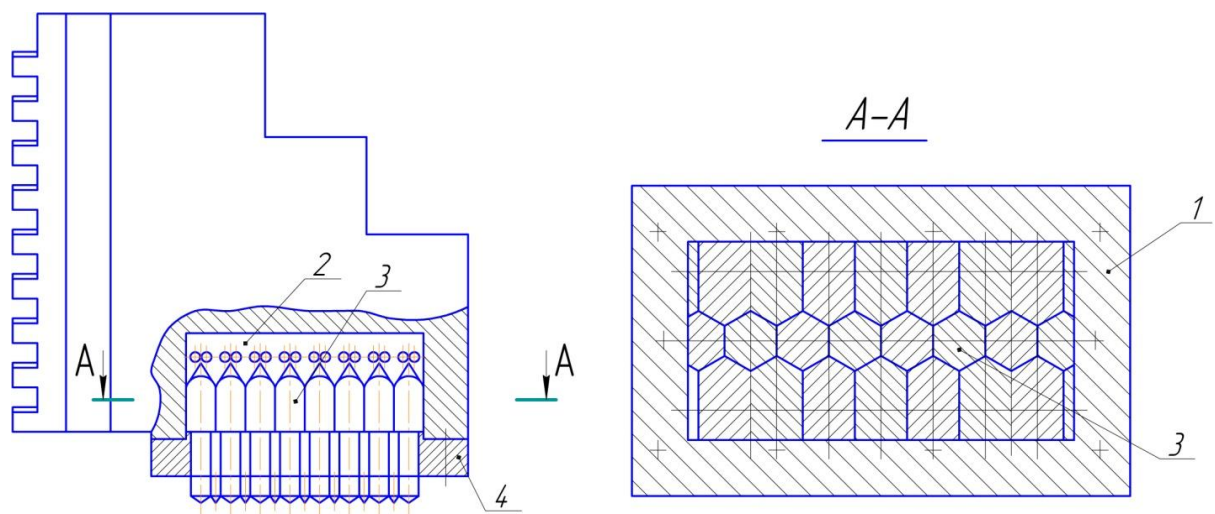


Рис.1.10. Затискний кулачок з адаптацією до поверхні затиску за рахунок рухомих штирів.

Компанією Oerlikon-Boehringer запатентований затискний кулачок (рис.1.11,а) [71], в якому адаптація до поверхні затиску різних діаметрів відбувається за рахунок пружної деформації затискної частини 2 кулачка.

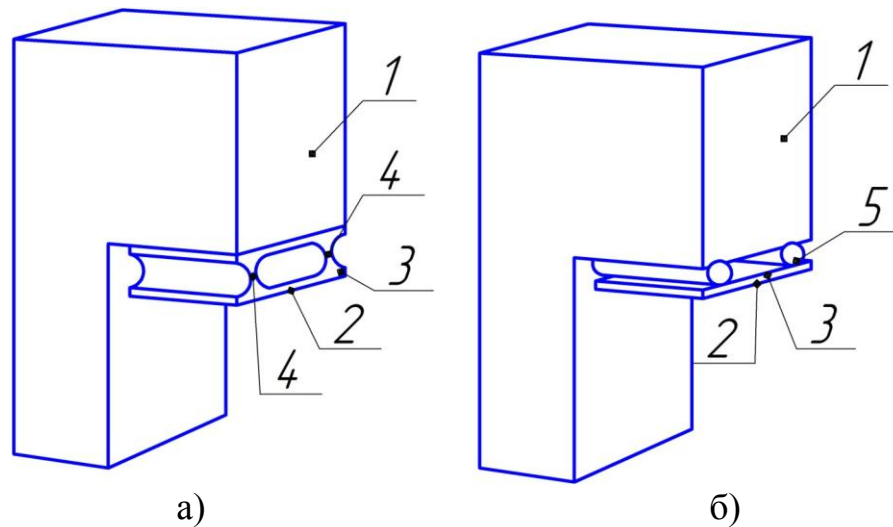


Рис.1.11. Затискний кулачок з адаптацією до поверхні затиску за рахунок пружної деформації затискної частини: а) з'єднання затискної пластини за допомогою мостиків; б) з'єднання затискної частини за допомогою болтів

Ця адаптація ЗЕ 1 відбувається при русі затиску за рахунок деформації згину затискної частини 3 при контактуванні із заготовкою. Пластина 3 з'єднана із накладним кулачком за допомогою мостиків 4. Мостики 4, затискна пластина 3 виконані як одне ціле із накладним кулачком 1. На рис.1.11,б показаний варіант кулачка, в яких затискна пластина 3 з'єднана із затискним кулачком за допомогою болтів 5. Перевагою таких затискних кулачків є можливість затиску по оброблених поверхнях та можливість передачі досить значних зусиль затиску.

Одним із напрямів розвитку конструкцій затискних кулачків з адаптацією за рахунок пружної деформації є затискні кулачки із пружними пелюстками, які відрізняються принципом приведення їх в дію.

На рис.1.10. показаний токарний патрон з кулачками адаптивного типу [1]. Даний патрон дозволяє закріплювати деталі з різними базовим діаметрами без переналагодження з високою точністю. В даному патроні 1 кулачки 2 виконані з пружними пелюстками 3, на кінцях яких встановлені шарнірно на осі 4 поршні 5,

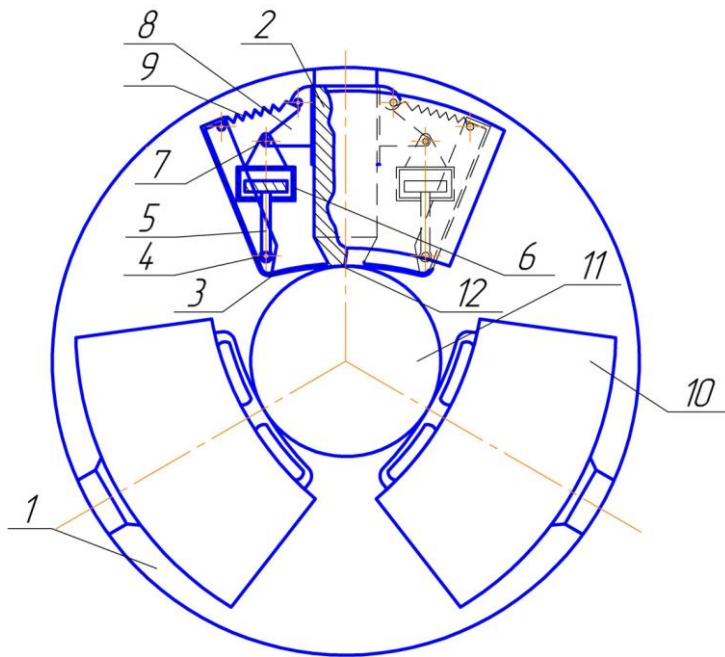


Рис.1.12. Затискний патрон із кулачками, які мають пружні пелюстки

механізмів 6 рівномірно обхоплюють поверхню деталі закріплюючи її.

Аналогічну конструкцію має затискний кулачок із гідравлічним приводом деформування пелюсток через плунжери (рис.1.13), який розроблений в інституті верстатобудування і технології машинобудування Берлінського технічного університету [89].

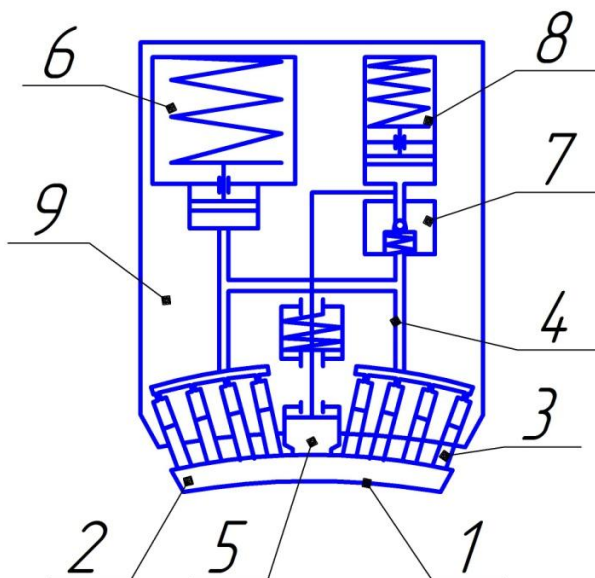


Рис.1.13. Адаптивний затискний елемент із гідравлічним приводом деформування пелюсток: 1 - поверхня затиску; 2 - пелюстки; 3 - натискні плунжери; 4 - гідравлічні магістралі; 5 - зона центрування; 6 - акумулятор енергії затиску; 7 - зворотній клапан; 8 - акумулятор енергії форми; 9 - корпус

Зона центрування 7 та пелюстки 2 на початку процесу затиску встановлюються на мінімальний діаметр затиску.

Акумулятор енергії затиску 6 та акумулятор енергії форми 8 з'єднуються при відкриванні зворотного клапана 7. В процесі встановлення та затиску заготовки в затискному патроні пелюстки 2 внаслідок їх деформованості прилягають до заготовки заданого діаметра. При цьому натискні плунжери 3 витісняють певний об'єм рідини через відкритий зворотній клапан 7 в акумулятор енергії форми 8. Основним завданням акумулятора енергії форми 8 є диференціювання об'єму рідини при охопленні заготовок між мінімальним і максимальним діаметром. Така система забезпечує рівномірний розподіл сил затиску по поверхні затиску заготовки.

В Московському інституті нафти та газу ім. І.Губкіна, розроблено затискний кулачок (рис.1.14), який оснащений мембранами для адаптації до поверхні затиску [3].

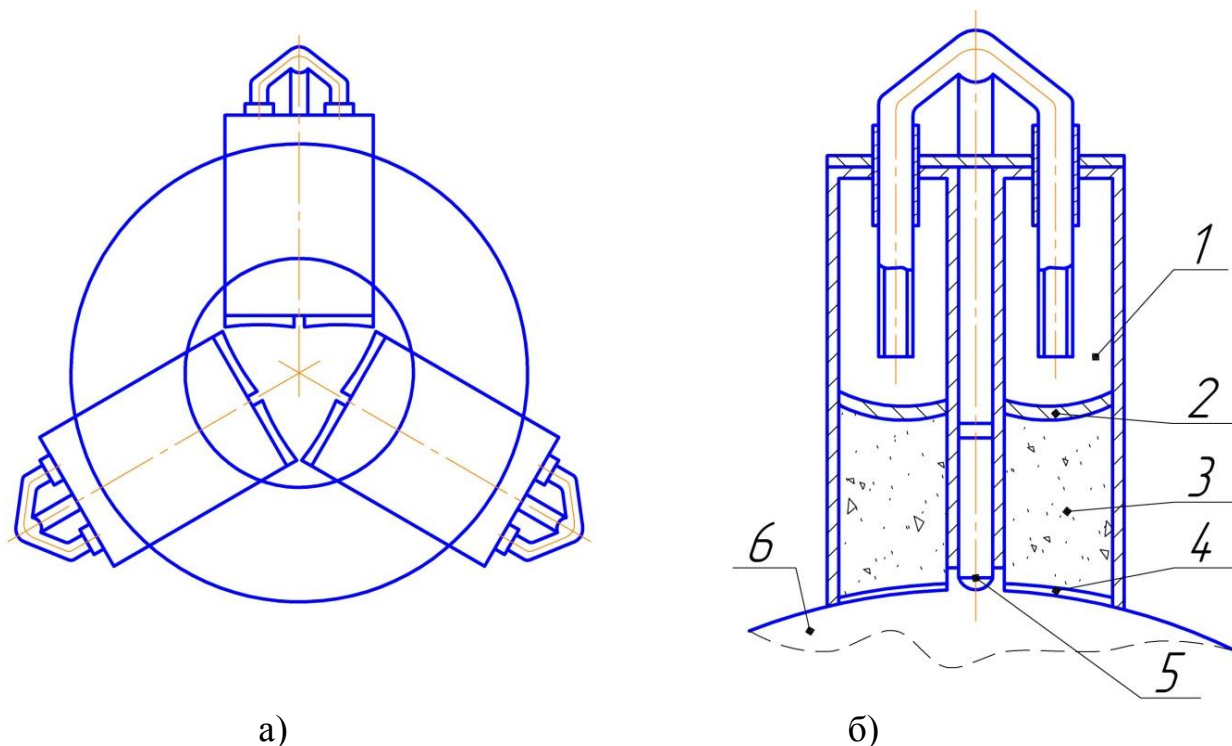


Рис.1.14. Затискний патрон (а), оснащений мембранними затискними кулачками (б) для адаптації до поверхні затиску

При встановленні заготовки 6 базування відбувається за допомогою штифтів 5, які жорстко закріплені на кулачку. Після дотику штифтів 5 з заготовкою 6

відбувається подача повітря через пневмосистему у вільну порожнину камери 1. Надлишковий тиск у вільній порожнині пневмокамери створює тиск на внутрішню мембрану 2, яка передає, в свою чергу, тиск на кулькоподібні тіла 3, які заповнюють порожнину суміжну із зовнішньою мембраною 4. Тиск рівномірно розподіляється по всій поверхні зовнішньої мембрани 4, яка контактує і заготовкою 6, що створює сприятливі умови для адаптування поверхні кулачка до поверхні заготовки, а також для обробки тонкостінних деталей.

Затискний кулачок з механічним керуванням гнучкою ланкою приведений на рис.1.15. [19] і призначений для оснащення стандартних механізованих затискних патронів.

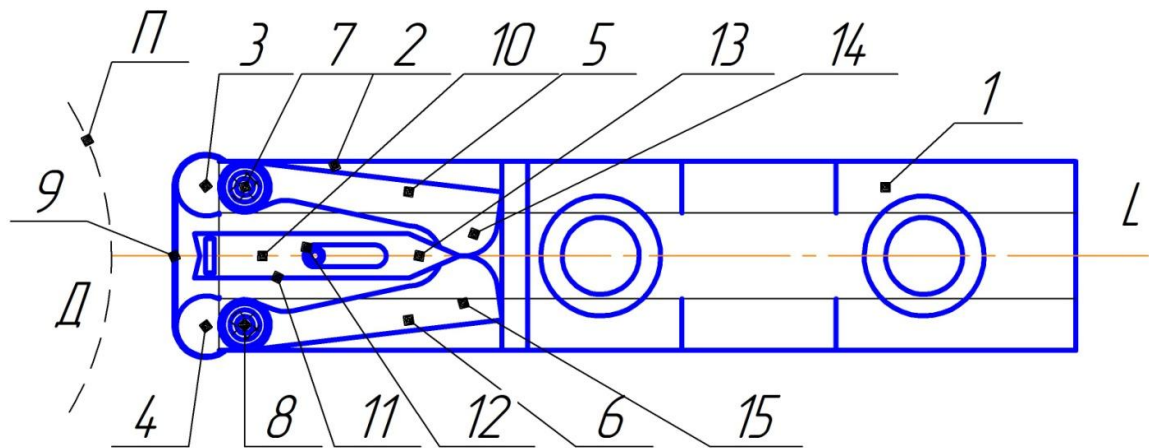


Рис.1.15. Адаптивний затискний кулачок з механічним керуванням гнучкою ланкою

Він складається з тіла кулачка 1, яке безпосередньо кріпиться до патрона і затискної частини 2, яка контактує з периферійною поверхнею П заготовки Д. Кожен з тримачів 3 та 4, які розташовані на вільному кінці затискної частини 2 встановлені з можливістю повороту важелів 5 та 6, які симетричні відносно центральної осі L і повертаються навколо штифтів 7 та 8. Тримачі 3, 4 по зовнішньому колу з'єднані між собою за допомогою частково регульованої гнучкої ланки 9. Конструкція кулачка також передбачає наявність опорної частини 10, яка рухається вздовж центральної осі L по направляючій 11, і рух цієї

опорної частини регулюється штифтом 12. Виступаючий кінець опорної частини знаходиться між двома тримачами 3 та 4, перед з'єднувальним елементом 9. Опорна частина має наконечник 13, який контактує з двома опуклими частинами важелів 5 та 6 відповідно 14 та 15. За допомогою наконечника та опуклих частин забезпечується симетричний рух тримачів 3 та 4 відносно центральної осі L.

В залежності від діаметру закріпленої опорна частина 10 переміщується вздовж центральної осі L і цим забезпечується зміна положення тримачів 3 та 4, і завдяки цьому забезпечується адаптація кулачка до поверхні затиску і збільшується площа контакту.

На рис.1.16 показаний затиск деталей різного діаметру за допомогою даного кулачка.

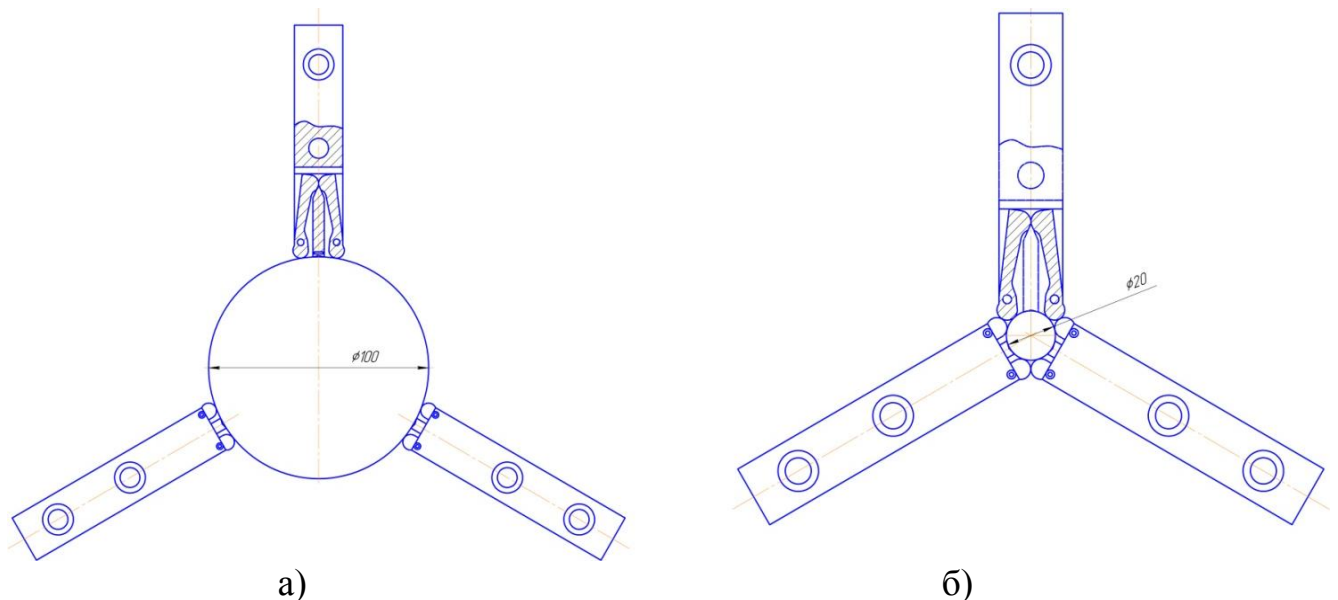


Рис.1.16. Затиск заготовок діаметром 100 мм (а) та 20мм (б) за допомогою кулачка адаптивного типу з механічним керуванням гнучкою ланкою

Одним із принципів охоплення ряду заготовок з різними діаметрами є принцип інтеграції декількох діапазонів затиску в одному затискному елементі [14, 41, 42, 44]. Цей принцип базується на евристичному прийомі об'єднання діапазонів затиску в одному або декількох затискних елементах. Це досягається наступними способами: виконання ЗЕ ступінчастими (рис.1.17,а,б); розточуванням призматичних n-гранних ЗЕ (рис.1.17,в,г,д); виконанням ЗЕ

фасонного профілю (рис.1.17,е); виготовленням ЗЕ з набору пластин однакового профілю, розвернутих одна відносно одної (рис.1.17,ж); розточуванням дискових та призматичних затискних елементів (рис.1.17,з,и). Такі ЗЕ отримали назву багатопрофільних [10, 11, 12, 13].

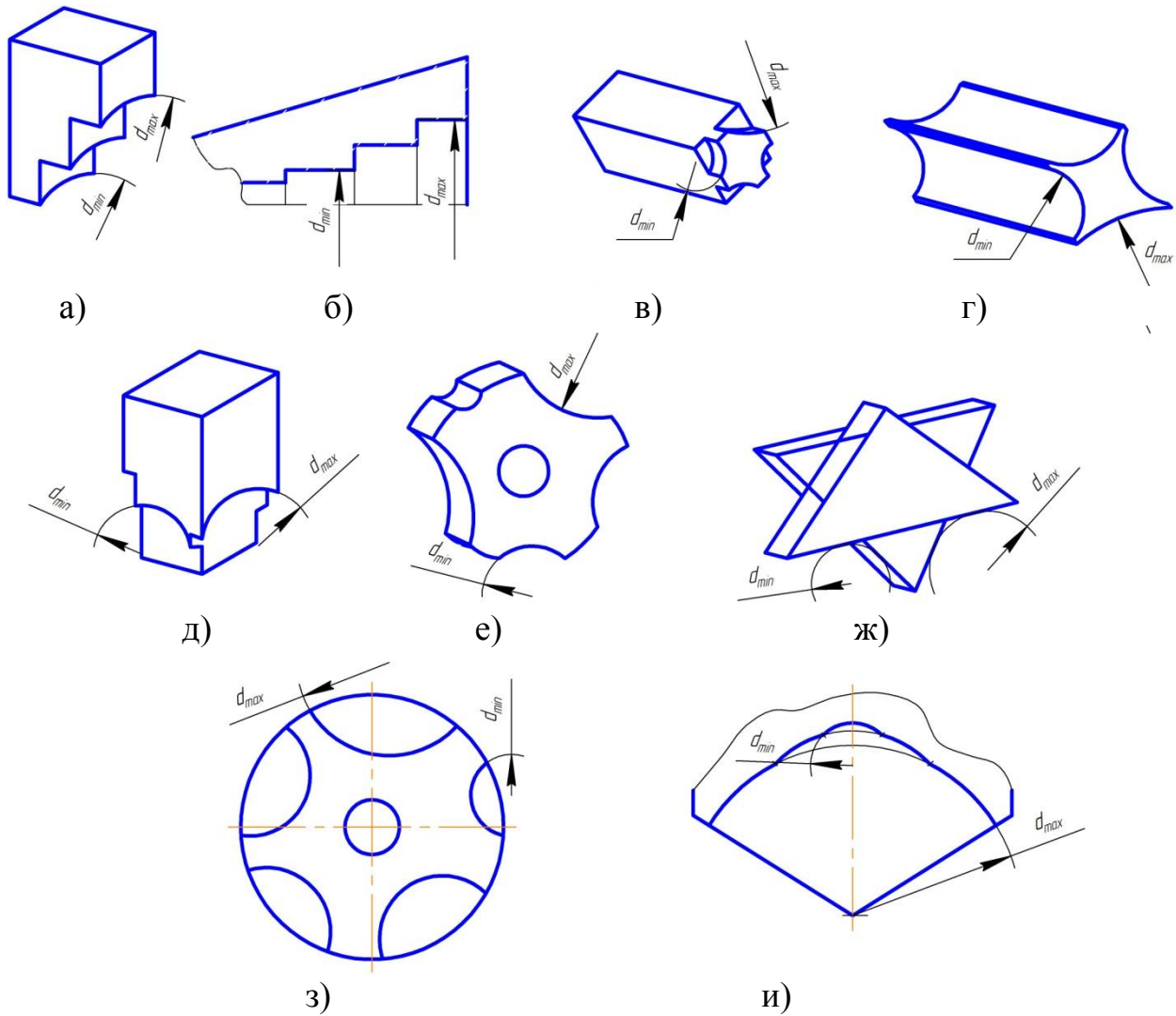


Рис.1.17. Багатопрофільні затискні елементи, конструкція яких розроблена з використанням принципу інтеграції діапазонів затиску в одному ЗЕ

Вони можуть безпосередньо зв'язуватися з передавально-підсилювальними ланками, бути їх частиною, або базуватись на базових кулачках затискного патрона.

Існують також способи типової адаптації до геометрії поверхні затиску, тобто використання теплових кулачків [106]. Блок такого кулачка складається з

легкоплавкого матеріалу, покритого гнучким покриттям. Адаптація до поверхні оброблюваної заготовки досягається плавленням легкоплавкого матеріалу. Після затвердіння матеріалу отримується потрібна форма поверхні затиску. Легкоплавкі матеріали з низькою температурою плавлення твердіють протягом декількох хвилин. Основними проблемами, які виникають при використанні таких кулачків є передача необхідної енергії для нагрівання легкоплавкого матеріалу, забезпечення необхідного охолодження, невисокі сили затиску.

В результаті контактних деформацій стиків в затискному патроні в процесі затиску міняється характер розподілу радіальних сил затиску по довжині робочих робочих поверхонь затискного елемента. З метою забезпечення рівномірного затиску по всій довжині контакту затискного елемента з поверхнею затиску запропоновано конструкції ряду ЗЕ.

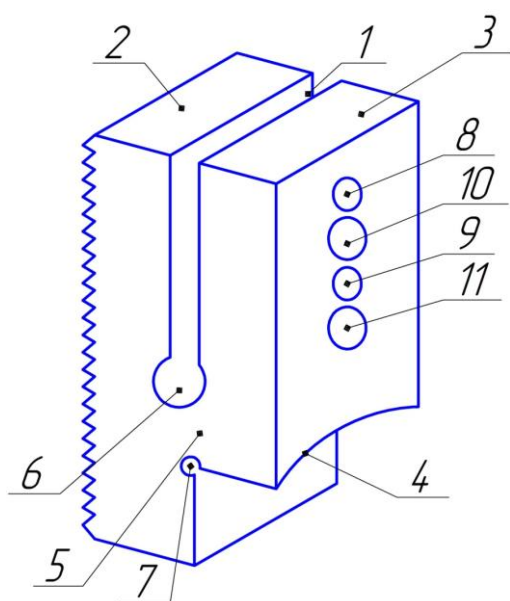


Рис. 1.18. Конструкція кулачка для забезпечення концентричності при закріпленні деталі

На рис.1.18 показаний кулачок, який забезпечує концентричність відносно закріпленої деталі, шляхом зміни положення затискної поверхні під час закріплення [71]. Як показано на рис.1.18, проріз 1 проходить від верхньої частини корпусу кулачка до її нижньої частини і відповідно ділить корпус кулачка на внутрішню 2 і зовнішню частину 3, а також виділяє поверхню затиску 4. Зовнішня частина 3 корпусу кулачка приєднана до внутрішньої частини 2 шаром матеріалу 5, який діє як шарнір. В результаті

переміщення кулачка при затиску затискна поверхня 4 повертається навколо шарніра 5. Саме за рахунок такого поворотного руху затискної поверхні 4 досягається її концентричність відносно заготовки. Щоб звести до мінімуму концентрацію механічних напружень можуть бути передбачені круглі вирізи 6 і 7 в закритому кінці прорізу 1 і в перехідній зоні між затискною поверхнею 4 і

нижньою частиною корпусу кулачка. Регулювання переміщення затискної поверхні 4 може здійснюватися за допомогою гвинтів встановлених в отвори 8,9 і упорів встановлених в отвори 10, 11.

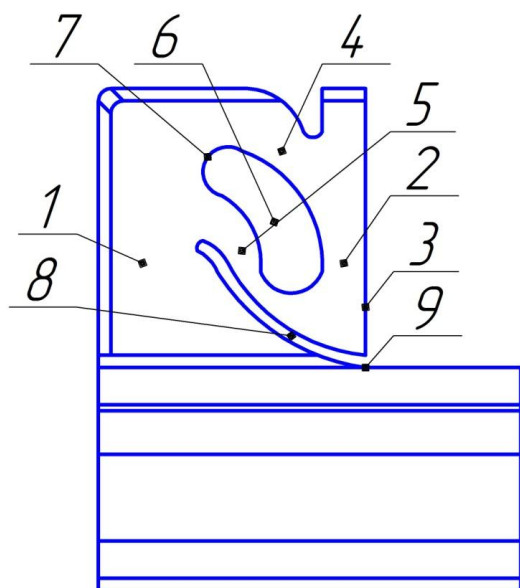


Рис.1.19. Гнучкий затискний елемент для оснащення лещат

На рис.1.19 показаний вид збоку гнучкого затискного елемента (ЗЕ) для оснащення лещат, який працює аналогічно. Затискний елемент 1 [20] складається із затискної пластини 2, яка безпосередньо контактує з заготовкою через гладку затискну поверхню 3. Крім того в корпусі затискного елемента міститься зовнішній 4 і внутрішній 5 мостики. Криві внутрішнього і зовнішнього мостиків не паралельні. Внутрішній мостик 5 більш вигнутий, ніж зовнішній мостик 4 для досягнення більш низької жорсткості. В результаті отриманих таким чином пружинних властивостей затискного елемента можна досягти повного контакту між поверхнею 3 затискної пластини 2 із заготовкою. Мостики 4 і 5 утворюють порожнину 6, яка окрім містків 4 і 5 обмежена кривими 7, які виконані таким чином, що запобігають перевантаженню затискного елемента під час затиску. Крім того, в якості захисту від перевантаження застосовується викривлений S-подібний, паз 8, виконаний між корпусом 9 і внутрішнім мостиком 5.

Адаптивні затискні кулачки з вставками приведені на рис.1.20 [81]. Кожен з накладних кулачків 1 має поперечний виріз 2 і паз 3, який проходять наскрізь через накладний кулачок 1. Паз 3 з'єднує виріз 2 з частиною, яка кріпиться до основного кулачка 4. Кожен накладний кулачок 1 має два паралельних різьбових отвори 5, що проходять від заднього кінця 6 через стінки 7 до паза 3. Кожен з отворів 5 містить регулювальний гвинт 8 і навантажувальний штифт 9. Коли гвинт 8 вгвинчений в отвір 5, він переміщає штифт 9 у напрямку контактної поверхні накладного кулачка 1. Штифт може впирається в упор 10. Коли контактні

поверхні здійснюють тиск на заготовку, виріз 2 і паз 3 дозволяють передньому кінцю 11 накладного кулачка 1 внаслідок зміщення від початкового положення залишатися в контакті з оброблюваною заготовкою під час обробки.

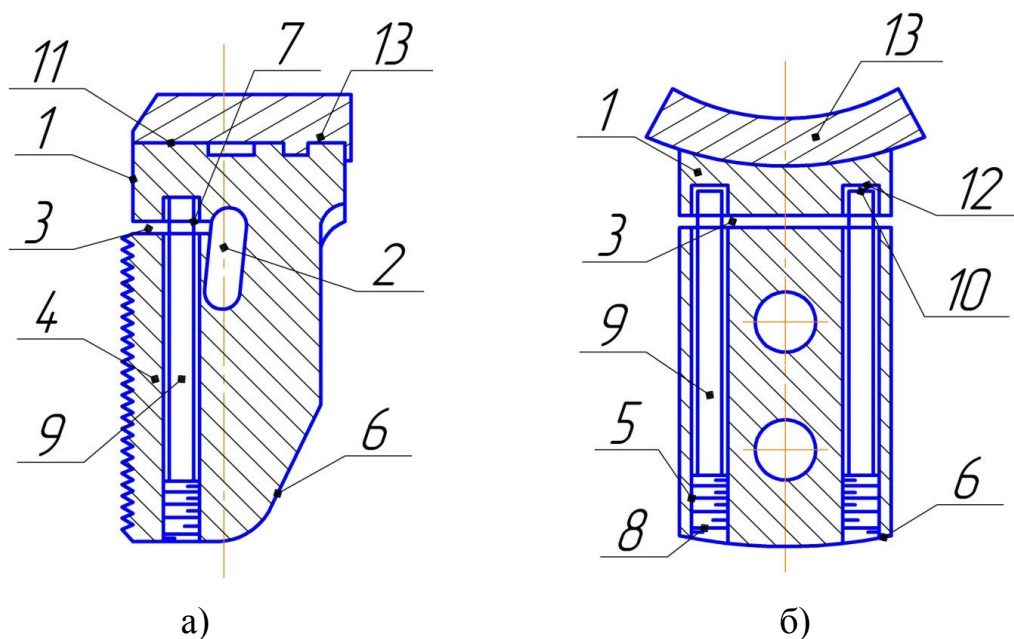


Рис.1.20. Адаптивний кулачок з вставками в розрізі

Паз 3 визначає величину зміщення 12 на передньому кінці 11. Максимальне відхилення переднього кінця 11 обмежене навантажувальними штифтами 10. Накладки 13 використовуються, для того щоб забезпечити більшу контактну поверхню і щоб не пошкодити оброблювану заготовку під час обробки.

1.6. Аналіз раніше проведених досліджень характеристик адаптивних затискних пристроїв

Дослідженню характеристик адаптивних затискних елементів механізмів затиску токарних верстатів для закріплення деталей в широкому діапазоні присвячено роботи багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених у галузі верстатобудування та механічної обробки.

В роботах Кузнецова Ю.М. [38-44] вивчено механізм взаємодії затискних елементів (ЗЕ) з деталлю і отримані емпіричні та аналітичні залежності для

визначення контактних зближень і коефіцієнтів зчеплення між ними при різних співвідношеннях радіусів і кривизни поперечного перерізу заготовки і затискного елемента, що роблять істотний вплив на нестабільність сили затиску. Розроблено і вперше застосований диференційно-морфологічний метод структурного та схемного синтезу затискних елементів, який представляє розвиток і поєднання відомих методів і включає спеціалізований евристичний прийом розчленування цілісного затискного елемента з подальшим диференціюванням і інтегруванням функцій окремих його частин і поверхонь, морфологічний аналіз елементів структури і зв'язків між ними з оптимізацією отриманих комбінацій і вибором найкращої. Показано, що створення оптимальних затискних механізмів з точки зору передачі сил, жорсткості, точності, швидкодії, широкодіапазонні і компактності вимагає вибору напрямку силових потоків, місця розташування і способу замикання системи приводу і патрона, що представляють собою замкнуті або розімкнуті контури, скорочення кінематичних ланцюгів і введення зворотних зв'язків. Розроблено графо-аналітичний метод розрахунку силових характеристик ЗЕ з побудовою в площині або просторі його силового портрета, який також служить одним з інструментів пошуку нових ЗЕ за заданими характеристиками ланок і дозволяє намітити шляхи регулювання цих характеристик.

В роботах Кушика В.Г. [45] здійснено розробку методики проектування широкодіапазонних цангових затискних патронів (ШЦП) з одно- і багаторядною мультиплікацією, які входять в пружну систему пруткових токарних автоматів. Розглянуто схеми і конструкції цангових затискних патронів з точки зору широкодіапазонності за розміром затискуваних заготовок, сформульовані основні принципи розширення діапазону затискуваних пруткових заготовок за розмірами і формою, виконано теоретичний аналіз деформацій в ШЦП, характеристик точності, жорсткості, міцності та інших характеристик, ступенів впливу ШЦП на параметри оброблюваної деталі в установленому режимі обробки, і на техніко-економічні показники токарних автоматів. Вперше показано вплив багаторядної мультиплікації затискних елементів на розширення діапазону затискуваних діаметрів і перехід на нові принципи затиску з використанням рухомого

середовища затискних елементів. Показано, що евристичний прийом тангенціального розчленування затискного елемента дозволяє збільшити радіальне переміщення кінцевої ланки тим більше, чим більше рядів мультиплікації.

В роботах Ахрамовича В.М. [8, 9] розроблені і реалізовані в нових конструкціях ЗП принципи розширення діапазону діаметрів закріплюваних заготовок на основі структурно-схемного синтезу з використанням двох клинових передавально-підсилюючих ланок, проведений аналіз впливу граничних значень діаметрів заготовок, що затискаються, і частот обертання на статичні і динамічні характеристики. Приведена розроблена і досліджена багатомасова динамічна модель системи патрон-деталь, що враховує вплив статичних і динамічних характеристик на точність обробки з врахуванням прикладеної до неї змінної збуджуючої сили різання, що змінюється по кутовій координаті; запропоновані аналітичні залежності розрахунку відтискань і биття вихідної ланки широкодіапазонних затискних пристроїв з врахуванням геометричних факторів в спряженнях і приведенням в поперечному перерізі системи патрон-деталь до пружно-фрикційного шарніру.

В роботах Ібрагіма Фархана Салмана Аль Рефо [22] розроблено комплексний підхід по визначенню точності встановлення і закріплення заготовок в токарному патроні з врахуванням похибки автоматичної зміни ЗЕ. Розроблена і досліджена багатомасова динамічна модель системи пристроїв автоматичної зміни затискних елементів (ПАЗЗЕ), яка враховує вплив статичних і динамічних характеристик пристроїв маніпулювання затискними елементами і заготовкою на точність позиціонування і встановлення при багаторазовій зміні об'єкта маніпулювання. Запропоновані аналітичні залежності для розрахунку точності позиціонування вихідної ланки ПАЗЗЕ з врахуванням геометричних, кінематичних і силових факторів, а також випадкових відхилень їх значень. Також на основі досліджень процесу закріплення заготовки в усьому робочому діапазоні верстату без переналагодження розроблена методика проектування ПАЗЗЕ токарних автоматів з ЧПУ, по якій визначені головні параметри нових конструкцій ПАЗЗЕ,

встановлені фактори, які впливають на динамічну якість системи ПАЗЗЕ і точність встановлення і маніпулювання ЗЕ і заготовкою.

В роботах Волошина В.Н. [14] сформульовано, теоретично обґрунтовано і експериментально підтверджено новий принцип переналагодження ЗП, який полягає у використанні евристичного прийому інтеграції діапазонів затиску у ЗЕ з наступним їх позиціюванням, що забезпечує надійний затиск штучних і пруткових заготовок у широкому діапазоні мінімальною кількістю ЗЕ. Також в своїх роботах автор отримав закономірності розподілу радіальних сил затиску по довжині робочих поверхонь позиційних багатопрофільних ЗЕ для їх різних кутових положень в статиці та режимі усталеного обертання, що дозволяє вибрати раціональні конструктивні параметри для забезпечення надійного затиску при наперед заданих кінематичних та експлуатаційних параметрах. Розроблена математична модель оцінки впливу точності ЗП з позиційними багатопрофільними ЗЕ на вихідну точність поверхонь оброблюваних деталей, що дозволяє враховувати похибки, викликані геометричною неточністю патрона, та похибки, які виникають внаслідок дії силового навантаження з боку процесу різання.

Крім того встановлено вплив факторів експлуатаційного та конструктивного характеру на силові характеристики ШПЗП і ШУЗП та напружено-деформований стан ЗЕ.

В роботах Кузнецова Ю.І. [33-37] приведені особливості конструкції і перспективи розвитку швидкопереналагоджуваних автоматично і вручну ЗП для оснащення токарних верстатів з ЧПК та ГВС.

Залежність допоміжного часу, що припадає на одну деталь, від величини партії і етапи для точного визначення допоміжного часу на переналагодження ЗП приведені в роботі [98].

Питаннями створення і дослідження ЗП для затиску штучних заготовок в широкому діапазоні займається Інститут верстатів та технології виробництва Берлінського технічного університету (IWF TU-Berlin) у рамках проекту "Затискна техніка – гнучкі затискні елементи для токарної обробки" [69]. Метою

цього проекту є розробка і дослідження гнучких ЗЕ з поперечним перерізом кругоподібної форми, які самостійно пристосовуються до поверхні деталі. У роботах, виконаних по проекту, проведено оцінку різних конструкцій ЗЕ за допомогою методу скінчених елементів з умовним "м'яким" ЗЕ. Поряд з теоретичними параметрами ЗЕ також було розглянуто взаємний вплив затискного кулачка і заготовки в зоні контакту і отримано оптимальну структуру ЗЕ. Встановлено кореляційний зв'язок між гнучким ЗЕ відносно точності і надійності затиску, досліджених експериментально.

Багато робіт присвячено дослідженню експлуатаційних характеристик ЗП (точності, жорсткості, силових, динамічних, довговічності).

Дослідженням силових характеристик ЗП в статиці і при обертанні, впливу на них різних факторів займалися багато вітчизняних і зарубіжних вчених.

У роботах [79, 68, 87] приведені схеми розкладу сил різних типів ЗП та залежності для їх визначення.

Дослідженню факторів, які впливають на коефіцієнт щеплення при затиску заготовок в статичних і динамічних умовах приділено увагу в роботах [67, 68]. У них показано, що коефіцієнт щеплення залежить від типу рельєфу на робочих поверхнях ЗЕ і матеріалу ЗЕ та заготовки. Встановлено, що при обертанні ЗП коефіцієнт щеплення зменшується внаслідок виникнення коливань в системі ЗП-верстат.

Вплив змащувального матеріалу на силу затиску показано у [91, 118]. Дослідженнями встановлено, що змащувальний матеріал під час роботи внаслідок дії відцентрових сил і сил затиску витісняється із точок змащування. Крім того негативний вплив мають нагрівання ЗП і змащувально-охолоджувальна рідина. Все це приводить до зниження сили затиску із збільшенням числа циклів затиску-розтиску. Для забезпечення стабільності силової характеристики в часі рекомендовано використовувати змащувальний матеріал, який має хороші адгезійні властивості.

У роботах [99, 114] приведені залежності і алгоритм для визначення оптимальної сили затиску для забезпечення високопродуктивної обробки

різанням при заданих режимах. Показано вплив ЗЕ і частоти обертання на силу затиску.

Вплив жорсткості системи патрон-деталь і частоти обертання на втрату початкової сили затиску розглянуто у [9, 67, 79, 101-103, 111]. Дослідження показують, що не вся відцентрова сила виступає як втрата сили затиску. Відношення втрати сили затиску до відцентрової сили залежить від жорсткості ЗП і жорсткості заготовки. Показано, що при рівних моментах інерції жорсткий ЗП має меншу втрату сили затиску.

Моніторинг зусиль затиску в ЗП розглядається у роботах [109, 110, 115, 116], у яких запропоновані системи передачі вимірювальних сигналів з використанням спеціальних датчиків, вмонтованих у ЗЕ, що дозволяє автоматично регулювати зусилля затиску в процесі роботи.

Створенню високошвидкісних ЗП присвячені роботи [95, 100, 107]. В них описується можливість збільшення частоти обертання за рахунок виготовлення елементів ЗП із міцних волокнистих матеріалів.

Вивченням питань точності і жорсткості ЗП займалися Іващенко І.А., Моїсєєв Ю.І., Семьохін М.С., Кузнєцов Ю.М., Лякас Р.І. та інші.

В роботі Іващенко І.А. [21] приведені результати теоретичного і експериментального дослідження точності і жорсткості трьохкулачкових ЗП. Робиться висновок про те, що жорсткість закріплення деталей залежить від величини зусилля затиску і характеру контакту ЗЕ із заготовкою.

Моїсєєв Ю.І. в роботах [63-65] розкрив і математично описав механізм утворення радіального і торцевого биття деталей, які встановлюються в ЗП, проаналізував можливі шляхи скорочення цих похибок, доказав можливість скорочення радіального биття шляхом використання систем автоматичної вивірки, показав вплив силових факторів на процес утворення радіального і торцевого биття при встановленні заготовок в ЗП.

В роботах Лякаса Р.І. [57-59] похибки центрування в ЗП запропоновано визначати з врахуванням поперечного і поздовжнього заклинювання, приведено встановлений експериментально зв'язок між проковзуванням деталі відносно

затискних поверхонь кулачків і жорсткістю ЗП, приведений запропонований метод аналітичного розрахунку жорсткості ЗП.

Дослідження точності центрування деталі в залежності від положення контакту деталі і кулачка в ЗП виконав Сяров С.П. [86]. Вони показали, що при затиску кожен із кулачків повертається при взаємодії із заготовкою по різному. В отриманих залежностях для потрібної сили затиску враховується радіальна і кутова жорсткості кулачків у вигляді коефіцієнта.

Семьохін М.С. [82] експериментально дослідив жорсткість різних ЗП в статичному і динамічному станах. Ці дослідження показали, що найбільш суттєвий вплив на жорсткість ЗП чинять зазори між спряженими поверхнями деталей. Встановлено, що величина відтискань ЗЕ в процесі роботи більша ніж при статичному навантаженні та зростає із збільшенням глибини різання і подачі. Останній аргумент свідчить про вплив на жорсткість ЗП всіх складових сили різання.

На нестабільність радіальної жорсткості по кутовій координаті вказано у роботах Семьохіна М.С. [82], Іващенко І.А. [21], Кузнєцова Ю.М. [40].

В роботі [111] показано вплив похибок виготовлення деталей самоцентруючих ЗП на точність оброблених в них деталей. Проведені розрахунки свідчать про те, що навіть при точному виготовленні деталей ЗП загальна похибка досить значна і може перевищувати допуск на виготовлення деталі. Для її зменшення необхідно в першу чергу шліфувати ЗЕ після складання ЗП.

Похибки встановлення, які виникають при затиску заготовок токарними ЗП, також досліджено в роботах [96, 97]. Показано, що жорсткість закріплення набагато більше впливає на не циліндричність виробу ніж прогин шпинделя і власне самого виробу. Приведені результати експериментальних досліджень впливу зазорів елементів ЗП на неспіввісність поверхонь деталей, оброблених в ЗП.

В роботі [113] проаналізовано фактори, що впливають на точність фіксації заготовки, виведено формули для визначення переміщень деталі в результаті дії сил різання.

В роботах [66,76,78] розглянуто особливості механізмів затиску деталей типу тіл обертання та досліджено їх пружно-силові характеристики.

1.7. Мета і задачі дослідження

Проведений аналіз конструкцій адаптивних ЗЕ та огляд робіт по даному напрямку дозволив зробити наступні висновки:

1. При роботі затискного елемента (ЗЕ) із визначеною (жорсткою) геометрією поперечного перерізу в діапазоні діаметрів його контактування із заготовкою можливе із повним контактом, неповним контактом та контактом по кромках. Затиск по циліндричній поверхні більшого чи меншого діаметрів призводить до того, що прилягання ЗЕ відбувається по певних зонах контакту, в яких виникають високі поверхневі тиски. При затиску заготовки по чорнових базах це допустиме явище, проте при затиску по оброблених чистових базах на кінцевих операціях технологічного процесу проходить 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 швидкопереналагоджуваного виробництва це вимагає значних фінансових затрат. Тому невирішеною залишається проблема адаптації ЗЕ до поверхні затиску в певному діапазоні діаметрів при реалізації відповідних схем охоплення заготовок при чистовій токарній обробці та на операціях шліфування.

2. Для забезпечення адаптації поверхні затиску ЗЕ до заготовок різних діаметрів використовуються різні принципи, зокрема: механічні (висувні штирі; пластини; гнучкі сегменти та ін.); теплові (швидкоплавкі матеріали та легкоплавкі метали), магнітні (магнітні порошки, магнітореологічні рідини); гідравлічні (рідкі та сипучі середовища (гранули)). В багатьох роботах показано, що при затиску заготовок різного діаметру доцільно реалізовувати структури ЗП із дискретно-неперервною та неперервною схемами охоплення діапазону діаметрів заготовок, що зменшує кількість ЗЕ і забезпечує скорочення часу на переналагодження. Це відповідно вимагає вирішення задач, зв'язаних із пошуком нових принципів

реалізації дискретно-неперервної та неперервної схем охоплення і на їх основі створення нових конструкцій ЗЕ.

3. Незважаючи на численні конструкції адаптивних ЗЕ, що базуються на механічних принципах адаптації, що передбачають пружні деформації затискної частини затискних елементів, відсутній системний підхід до синтезу таких ЗЕ (в тому числі і з використанням ЕОМ).

4. У зв'язку з складною геометрією зони затиску адаптивних ЗЕ, в яких використовується пружна деформації затискної частини, практично відсутні методики аналізу умов затиску в зоні контакту між ЗЕ і поверхнею затиску, а також оцінки напружено-деформованого стану у цій зоні. Розробка таких методик дозволить забезпечити раціональні та оптимальні параметри конструкції ЗЕ з адаптацією до поверхні затиску в певних діапазонах діаметрів при різних параметрах експлуатації (силових, кінематичних, та ін.) затискних патронів.

Так як **метою дисертаційної роботи** є підвищення гнучкості обладнання для токарної обробки, яке працює в умовах частого переналагодження, за рахунок створення нових конструкцій ЗЕ з адаптацією до поверхні затиску токарних кулачкових патронів, то для її досягнення поставлені і розв'язані такі **задачі**:

1. Провести аналіз відомих конструкцій адаптивних ЗЕ та існуючого стану їх досліджень.
2. Розробити нові принципові підходи до синтезу ЗЕ, які в процесі затиску адаптуються поверхні затиску, засновані на пружній деформації затискної частини.
3. Розробити методики аналізу умов затиску в зоні контакту між ЗЕ і поверхнею затиску, а також оцінки напружено-деформованого стану у цій зоні розроблених адаптивних ЗЕ.
4. Розробити методику експериментальних досліджень та дослідити характеристики адаптивних ЗЕ в лабораторних і виробничих умовах.
5. Створити нові конструкції ЗЕ з адаптацією до поверхні затиску та розробити практичні рекомендації по їх проектуванню та раціональному використанню.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА ПРИНЦИПІВ І СХЕМНИХ РІШЕНЬ АДАПТАЦІЇ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДО ПОВЕРХНІ ЗАТИСКУ

2.1. Аналіз геометрії поверхонь затиску при обробці на токарних верстатах

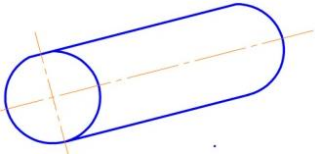
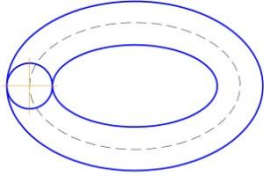
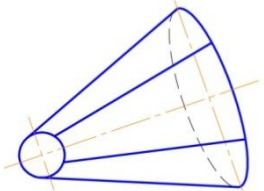
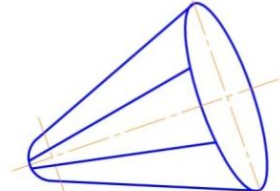
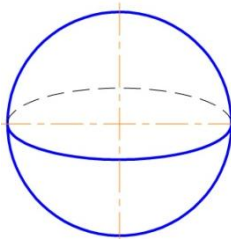
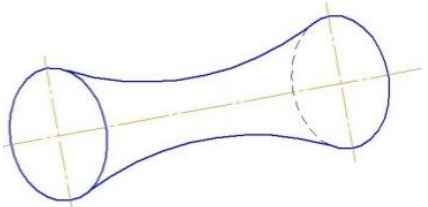
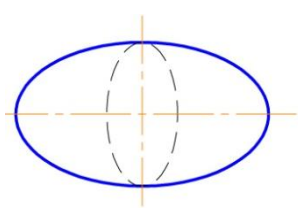
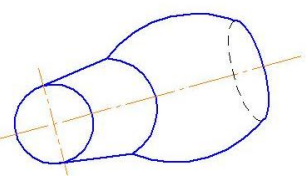
Найбільш поширеними поверхнями для базування і затиску заготовки при токарній обробці є поверхні обертання, тобто поверхні отримані при обертанні твірної навколо осі. Найчастіше базування та затиск проходить по поверхнях, отриманих при обертанні прямолінійних твірних навколо осі, якими є циліндричні та конічні поверхні (поз.1,2 табл.2.1). Окрім цього для базування і затиску можуть використовуватися поверхні обертання з криволінійними твірними. До таких поверхонь відносяться сферичні, отримані обертанням еліпса навколо осі (поз.3,табл.2.1), еліпсоїдні - отримані обертанням еліпса навколо однієї із осей (поз.4, табл.2.1) та торові - отримані при обертанні кола навколо осі, що не проходить через центр кола (поз.5, табл.2.1). Дуже рідко використовуються параболоїдні поверхні обертання (поз.6, табл. 2.1), отримані при обертанні параболу навколо своєї осі, гіперболоїдні (поз.7, табл.2.1), отримані при обертанні гіперболи навколо уявної осі, фасонні (поз.8, табл.2.1), та отримані при обертанні комбінації перелічених вище твірних ліній.

Досить часто при токарній обробці потрібно проводити затиск по плоских поверхнях, які можуть бути розташовані паралельно осі обертання заготовки (рис.2.1,а), під кутом до осі обертання заготовки (рис.2.2,б) та перпендикулярно до осі обертання заготовки (рис.2.2.).

Для тонкого точіння або шліфування базових поверхонь зубчастих та циклоїдальних коліс необхідно проводити затиск по евольвентних (рис.2.3,а) або циклоїдальних (рис.2.3,б) поверхнях.

Таблиця 2.1

Поверхні обертання, які використовуються для базування і затиску заготовок

№ п/п	Назва поверхні	Твірна	Геометричний образ	№ п/п	Назва поверхні	Твірна	Геометричний образ
1	Цилінд- рична	Пряма		5	Торева	Коло	
2	Конічна	Пряма		6	Парабо- лоїдна	Парабола	
3	Сферична	Коло		7	Гіпербо- лоїдна	Гіпербола	
4	Еліпсоїдна	Еліпс		8	Фасонна	Отримана комбіна- цією твірних ліній	

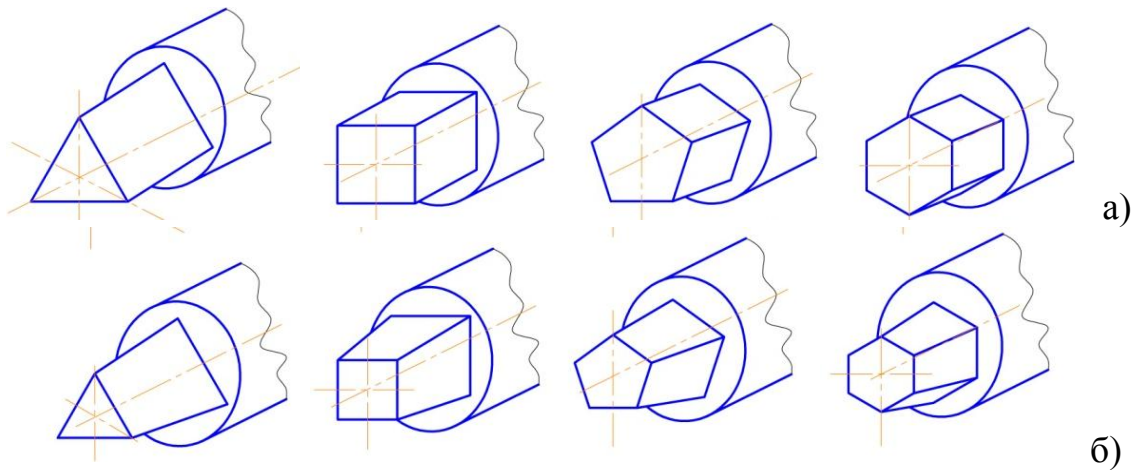


Рис.2.1. N-гранні призми (а) та N-гранні піраміди (б) з рівномірно розташованими плоскими поверхнями

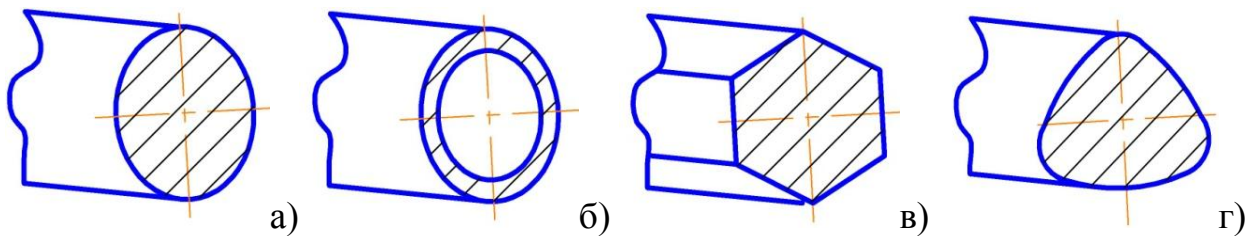


Рис.2.2. Типові плоскі поверхні затиску, перпендикулярні осі обертання заготовки : а) циліндричні; б) кільця; в) N-гранники; г) РК-профілі

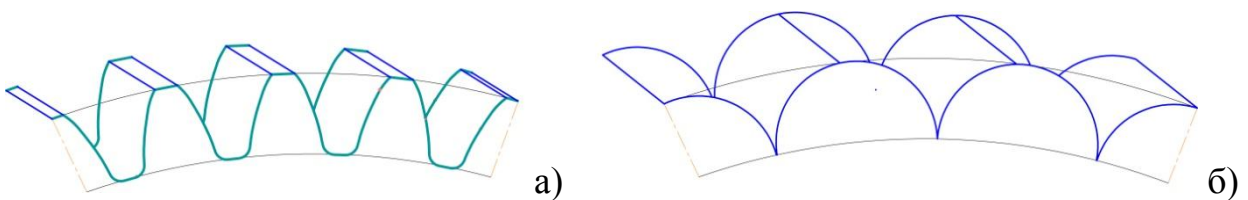


Рис.2.3. Евольвентні (а) та циклоїдні (б) поверхні затиску рівномірно розподілені по колу

Останнім часом широко розповсюджені профільні безшпонкові з'єднання в конструкціях машин, вузлів і приладів. Вони можуть бути як циліндричні, так і конічної форми. Контурні криві профільних з'єднань можуть бути рівновісними (рис.2.4.), синусоїдальними, циклоїдними та ін.

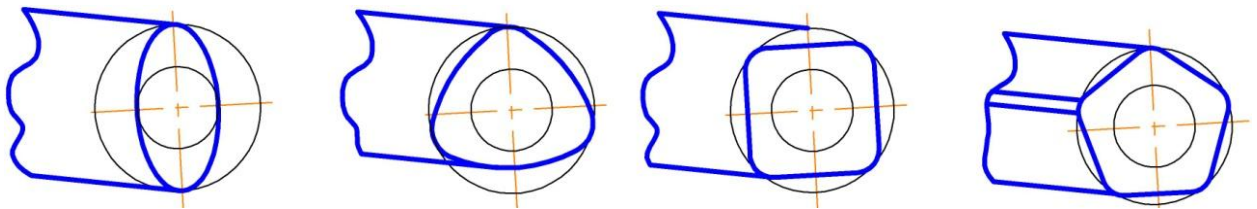


Рис. 2.4. Неперервні, рівновісні профільні поверхні затиску типу РК і К

2.2. Систематизація затискних елементів із адаптацією до поверхні затиску

Затиск циліндричних заготовок у кулачковому ЗП, як правило, здійснюється шляхом синхронного переміщення затискних кулачків та створення радіальної сили затиску кожним із них на поверхні заготовки. При цьому особливе значення має гнучкість ЗП, тобто можливість у великому діапазоні здійснювати затиск заготовок різних діаметрів. Цей діапазон визначається за залежністю:

$$\Delta \bar{D} = D_{\max} - D_{\min}, \quad (2.1)$$

де $D_{\max}, D_{\min}$ - максимальний та мінімальний діаметр затиску заготовки на верстаті.

Так як різні заготовки мають різний діаметр, то в принципі існують наступні можливості для затиску [43]:

- стандартизація поверхонь затиску, тобто об'єднання оброблюваних деталей може бути виконано шляхом створення однорідних затискних поверхонь на заготовках або конструкцією системи, яка має уніфікований інтерфейс між системою затиску і заготовкою.

- використання гнучких систем затиску, затискні поверхні заготовок можуть мати різні діаметри.

Гнучкі системи затиску мають мати елементи змінної структури. Адаптація може бути досягнута, якщо в окремих функціональних підсистемах системи затиску передбачені альтернативні стани, або якщо система затиску може мати багато альтернативних функціональних станів [43].

Для гнучкої технології затиску, це означає, що в першому випадку використовуються змінні ЗЕ із сталою («жорсткою») геометрією поверхні затиску та механізми їх заміни і накопичення. Адаптація системи затиску до поверхні

відповідного діаметру здійснюється, як правило, через автоматичну заміну ЗЕ, або затискних пристроїв. При цьому ЗП реалізовані по дискретній (ступеневій) схемі охоплення діаметрів заготовок [38].

У другому випадку затискна система дозволяє проводити автоматичну адаптацію до різних завдань затиску, наприклад, накладні кулачки можуть охоплювати певний діапазон діаметральних розмірів поверхні затиску. Для цього потрібно мати ЗЕ, які мають поверхню затиску, що може адаптуватися до поверхні затиску. При цьому ЗП повинні реалізовувати неперервну (безступеневу) схему охоплення діаметрів заготовок [38].

На основі аналізу конструкцій ЗЕ з адаптацією поверхні затиску різних діаметрів їх можна провести їх систематизацію за наступними ознаками.

1. ЗЕ із поверхнями затиску постійної форми (із «жорсткою геометрією») – тобто форма затискної поверхні обробляється, або виготовляється під поверхню затиску. Для того, щоб виконати цю поверхню затиску, або її встановити в зону затиску потрібно затратити відповідний час.

ЗЕ з набуттям форми після процесу адаптації до поверхні заготовки шляхом додаткових налаштувань, або за рахунок зміни фази в початковому стані, повинні бути встановлені в основних ЗЕ. Наприклад, це можуть бути механічні налаштування ЗЕ, теплова дія на легкоплавкі метали, або магнітна дія на магнітні порошки чи магнітореологічні рідини. На ці додаткові налаштування потрібні затрати часу і це може призвести при певних умовах виробництва до економічної недоцільності їх застосування.

2. ЗЕ із поверхнями затиску змінної форми, які автоматично пристосовуються до поверхонь заготовок із різними діаметрами затиску за допомогою гнучкої поверхні заготовки незалежно шляхом змикання (розмикання). Поверхні затиску ЗЕ після процесу адаптації набувають форми поверхні затиску заготовки, так що ніяких додаткових налаштувань не потрібно. Такого типу ЗЕ в процесі затиску заготовки автоматично набувають певну вихідну форму. Набуття такої форми може бути досягнуто наступними способами:

- деформуванням поверхні затиску;
- роз'єднанням (розмиканням, розділенням, розрізанням) поверхні затиску;
- вихідним формуванням шляхом використання еластичного пластику та інших еластичних матеріалів.

2.3. Конструктивно-функціональний синтез нових затискних пристроїв з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску

Гнучкі затискні системи мають з точки зору гнучкості повинні автоматично формувати поверхні затиску, які автоматично повинні пристосовуватись до різних діаметрів заготовки шляхом автоматичної зміни або автоматичної адаптації затискних поверхонь.

Для створення ЗП з формуванням конкретної затискної поверхні системи затиску пропонуються варіанти, що базуються на трьох схемах охоплення діапазону діаметрів заготовок (рис.2.5).

Використання варіантів із дискретною схемою охоплення вимагає додаткових пристроїв для автоматизації процесу переналагодження, що веде до збільшення вартості ЗП або їх систем. Із зменшенням серійності виробництва зростає кількість ЗЕ, що приводить до високої вартості таких гнучких систем затиску.

Синтез гнучких затискних систем на основі неперервної схеми охоплення діапазону діаметрів заготовок вимагає задоволення в рамках однієї конструкції двох протирічливих вимог: з однієї сторони, необхідно забезпечити порівняно високий рівень сил, що створюють ефект утримання однієї поверхні відносно іншої при значних зовнішніх впливах, які обумовлюються силами різання та інерційними навантаженнями; з іншої сторони необхідно зберегти цей рівень сил при мінімальних затратах на переналагодження у широкому діапазоні розмірів заготовок. При цьому необхідно забезпечити якість оброблюваних поверхонь.

Одним із варіантів є використання дискретно-неперервної схеми охоплення, що є комбінацією дискретної та неперервної.

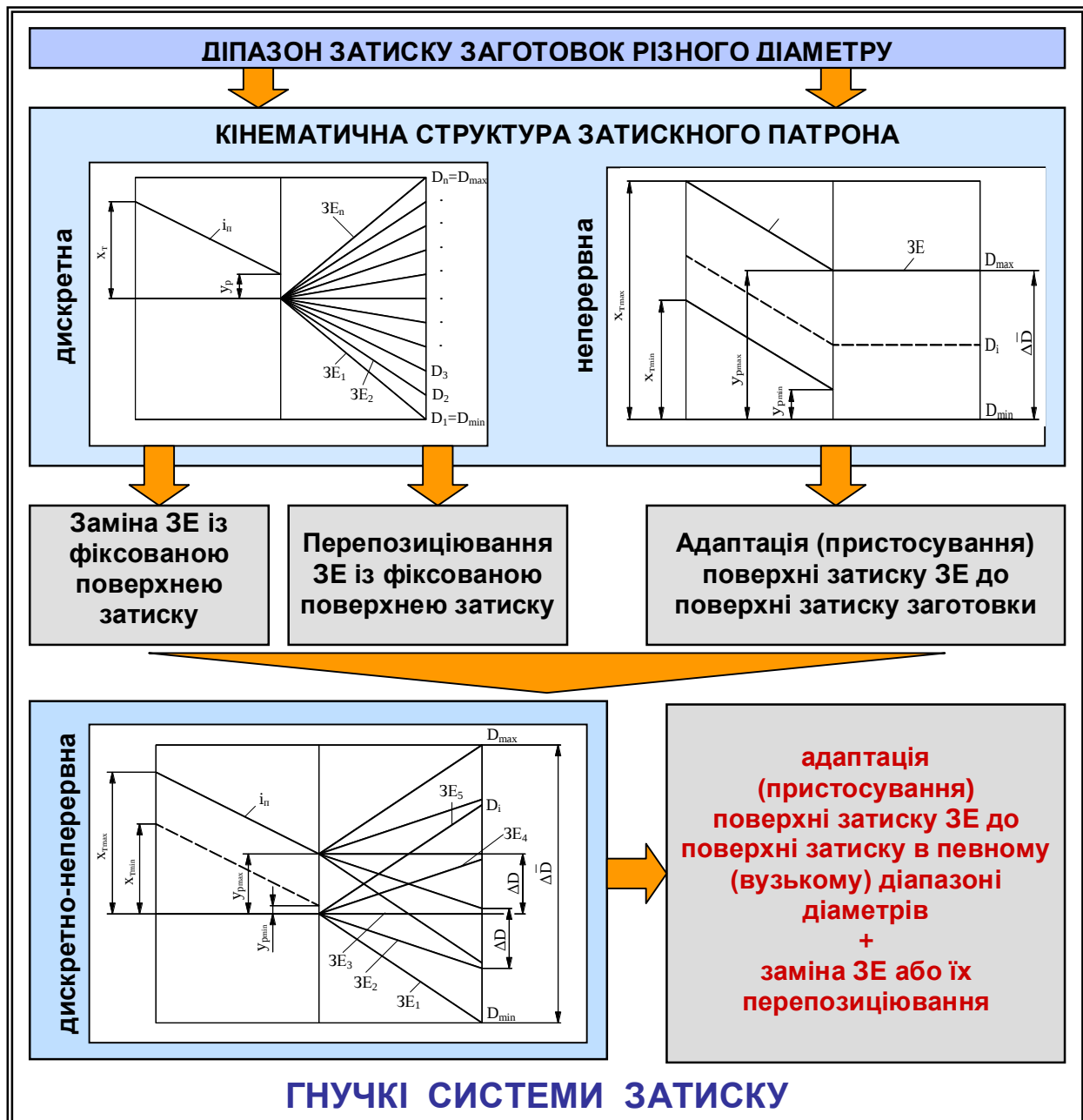


Рис. 2.5. Запропоновані варіанти створення гнучких систем затиску, що базуються на дискретній, неперервній та дискретно-неперервній схемі охоплення діапазону затиску

Дискретно-неперервна схема (рис.2.5) реалізується за рахунок неперервного охоплення вузького діапазону ΔD та переходу на потрібний розмірний діапазон маніпулюванням (заміна або перепозиціювання) 3Е, або їх комплектів [42]. Забезпечення робочого ходу 3Е для охоплення діапазону ΔD відбувається за рахунок таких параметрів кінематичної підсистеми ЗП, як робочого ходу вхідної ланки та передавального відношення передавально-підсилюючих ланок.

Адаптація затискної поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки при охопленні діапазону ΔD повинна відбуватися автоматично, чого можна досягнути за рахунок створення ЗЕ із автоматичним набуттям форми в процесі затиску.

Одним із принципових підходів створення адаптивних ЗЕ (ЗЕ із автоматичним набуттям форми в процесі затиску), який пропонується, є навмисне введення в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки. Такі зони можуть бути створені з використанням евристичних прийомів повного та неповного розчленування затискних елементів, створення пустот в затискному елементі, або їх комбінації, використання здатних до деформування кільцевих сегментів та ін.

При синтезі схем адаптивних ЗЕ, в основі створення яких лежить принцип навмисного введення зон деформації, доцільно використовувати диференційно-морфологічний метод структурно-схемного синтезу [40]. Суть методу полягає в тому, що для вирішення технічних протиріч на стадії пошуку структур використовуються евристичні прийоми повного, неповного і комбінованого розчленування ЗЕ, та створення пустот у ЗЕ. Повне та неповне розчленування ЗЕ та створення у ньому пустот можливе в різних площинах (рис.2.6).

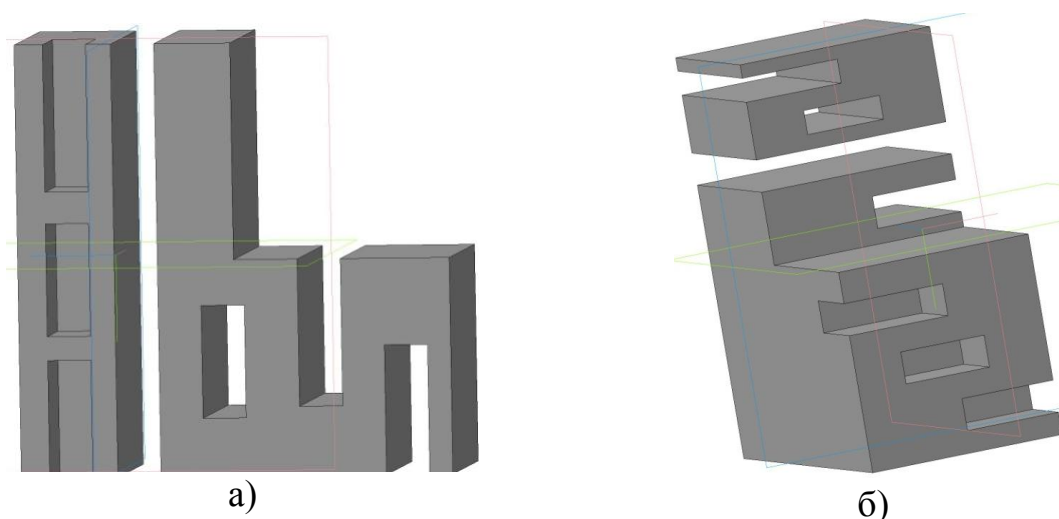


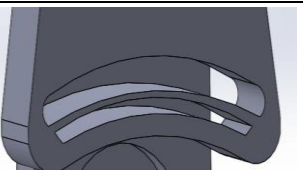
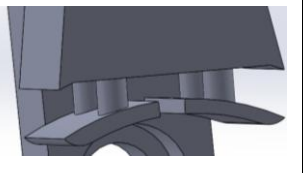
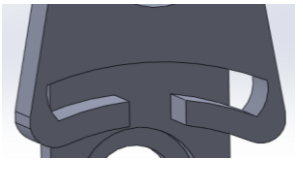
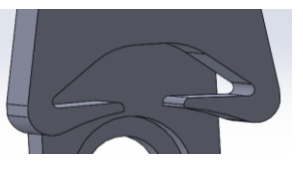
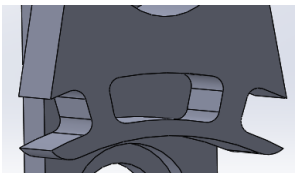
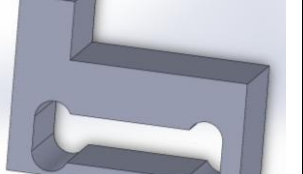
Рис.2.6. Узагальнені варіанти повного, неповного розчленування твердотільної моделі та створення у ній пустот умовного ЗЕ у вертикальній (а) та горизонтальній (б) площинах

Це дозволяє згенерувати нові структури ЗЕ, які забезпечують різного роду основні і допоміжні функції затиску.

У відповідності з основним ефектом розчленування на стадії структурного синтезу вибирають декілька найбільш підходящих структур по певних критеріях, які відповідають основним вимогам, що поставленні до ЗЕ. Після цього на основі морфологічного аналізу проводиться доопрацювання структури ЗЕ.

Таблиця 2.2

Матриця для генерування зон деформації адаптивного ЗЕ

Метод	Варіанти зони деформації (альтернативи)			
Створення пустот у ЗЕ	1.1	1.2	1.3	...
				...
Повне розчлену- вання ЗЕ	2.1	2.2	2.3	...
				...
Неповне розчлену- вання	3.1	3.2	3.3	...
				...
Створення пустот та неповне розчлену- вання ЗЕ	4.1	4.2	4.3	...
				...

Методи повного та неповного розчленування та введення пустот дозволяють ввести в конструкцію ЗЕ зони деформації, що відповідно допомагають забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки. Матриця зон деформації ЗЕ, за допомогою яких затискна поверхня ЗЕ набуває форму поверхні затиску заготовки, служить основою для генерації адаптивних ЗЕ. (табл. 2.2).

Побудову морфологічної таблиці, призначеної для синтезу раціональних варіантів адаптивних систем затиску, здійснимо на основі конструктивно-функціонального аналізу [7]. Він базується на таких основоположних характеристиках технічної системи, як функції елементів і власне конструктивні елементи, які реалізують ті чи інші функції. При цьому попереднє вивчення конструкції і принципу роботи гнучкої затискної системи має велике значення. При конструктивно-функціональному аналізі зручним є принцип виділення і розгляду структур з дворівневої ієрархією. Згідно з цим принципом спочатку виділяється головна функція (функції), що розглядається, технічної системи, яка представляє верхній ієрархічний рівень конструктивно-функціональної структури. Після визначення головної функції встановлюють функціональні елементи, що забезпечують виконання головної функції і утворюють перший ієрархічний рівень. Функції, виконувані елементами першого ієрархічного рівня, є підфункціями по відношенню до головної функції технічної системи. Далі кожен функціональний елемент першого рівня розглядається як самостійна технічна система, що дозволяє виділити конструктивні елементи другого рівня, що забезпечують функціонування елементів першого рівня. Аналогічно проводиться поділ на функціональні елементи третьої і наступних рівнів.

Проведемо дворівневий конструктивно-функціональний аналіз процесу затиску гнучкими затискними системами.

Процес затиску заготовок різних діаметрів в певному діапазоні із заданим зусиллям затиску є основною функцією гнучкої системи затиску. Основними елементами ЗП, які забезпечують цю функцію є наступні підсистеми гнучкої системи затиску (рис. 1.3, розд.1), саме:

- система безпосереднього впливу, яка виконується у вигляді основного і допоміжного ЗЕ;

- кінематична система, яка включає в себе передавально-підсилювальні ланки;

- кінематична система, яка включає в себе механізми маніпулювання ЗЕ;

Функції, що виконуються елементами першого ієрархічного рівня, які забезпечують виконання основної функції:

- встановлення заготовки;

- адаптація поверхні затиску ЗЕ до поверхні заготовок в певному діапазоні діаметрів затиску;

- затиск заготовки із відповідним зусиллям;

- передавання і мультиплікація зусилля затиску від приводу на систему безпосереднього впливу;

- маніпулювання адаптивними поверхнями затиску ЗЕ для затиску заготовок в іншому діапазоні діаметрів.

Результати конструктивно-функціонального аналізу зведені в табл. 2.3. При описі відповідної функції елементів використана трикомпонентна структура її формалізованого уявлення:

$$F = (D, G, H), \quad (2.2)$$

де F – функція, виконувана системою; D – вказування дії, що здійснюється системою; G – вказування об'єкта, на який спрямована дія; H – особливі умови та обмеження, при яких виконується дія (якщо такі є).

На підставі проведеного аналізу сформовані рядки морфологічної таблиці, в які записуються сформульовані на підставі функціональних елементів так звані узагальнені функціональні підсистеми (УФПС). Найменуваннями стовпців є альтернативи – тобто конструктивні варіанти виконання функцій (табл. 2.4).

Таблиця 2.3.

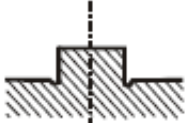
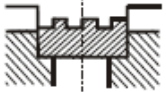
Конструктивно-функціональний аналіз адаптивних систем затиску

Елемент (E_i) системи адаптивного затиску	Функція елемента (F_i)	Узагальнена функціональна підсистема ($УФПС_i$)
E_1 – основний ЗЕ	$F_1 = (D$ – фіксація та передача зусилля затиску і переміщення; G – адаптивний ЗЕ; H – радіальний напрямок передачі зусилля затиску)	$УФПС_1$ – спосіб з'єднання основного ЗЕ з адаптивним
E_2 – адаптивний ЗЕ	$F_2 = (D$ – базування, адаптація ЗЕ до геометрії, затиск; G – заготовка, яка затискається; H – діапазон діаметрів, що затискаються)	$УФПС_2$ – зони деформації адаптивного ЗЕ
E_3 – передавально- підсилювальна ланка	$F_3 = (D$ – передавання і мультиплікація зусилля затиску; G – основний ЗЕ; H – величина ходу труби затиску)	$УФПС_3$ – структура передавально- підсилювальної ланки
E_4 – механізм маніпулювання адаптивним ЗЕ	$F_4 = (D$ – маніпулювання; G – адаптивні ЗЕ)	$УФПС_4$ – спосіб маніпулювання адаптивним ЗЕ

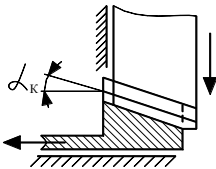
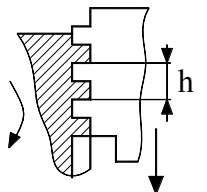
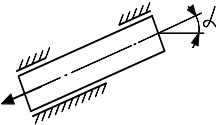
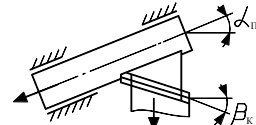
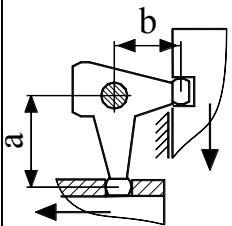
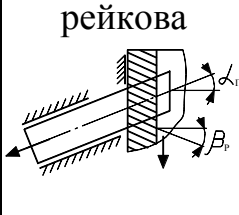
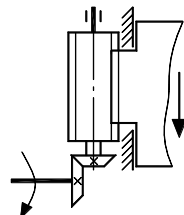
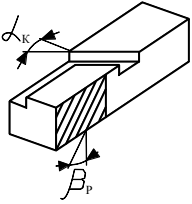
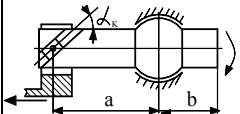
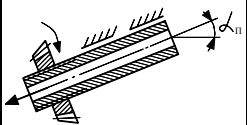
На підставі проведеного аналізу сформовані рядки морфологічної таблиці, в які записуються сформульовані на підставі функціональних елементів так звані узагальнені функціональні підсистеми (УФПС). Найменуваннями стовпців є альтернативи – тобто конструктивні варіанти виконання функцій (табл. 2.4).

Таблиця 2.4

Морфологічна матриця структур адаптивних систем затиску

Узагальнена функціональна підсистема ($УФПС_i$)	Альтернатива A_{ij}			
$УФПС_1$ – спосіб з'єднання основного ЗЕ з адаптивним	1.1. Вставна шпонка 	1.2. Шип 	1.3. Трапеце-видні зуби 	1.4. Прямокутні зуби 
	1.5. Трикутні зуби з кутом 60° 	1.6. Трикутні зуби з кутом 90° 	1.7. Вставна шпонка із зубами 	1.8. V-подібні клинові виступи 
	...	...	...	...
	2.1. 	2.2. 	2.3. 	2.4. 
	2.5. 	2.6. 	2.7. 	2.8. 
$УФПС_2$ – зони деформації адаптивного ЗЕ	2.9. 	2.10. 	2.11. 	...
	...	...	...	...

Продовження табл. 2.4

УФПС ₃ – структура передавально- підсилюваль- ної ланки	3.1. Клинова 	3.2. Спираль-но- рейкова 	3.3. Плун-жерна 	3.4. Клино- плунжерна 
	3.5. Важільна 	3.6. Плунжерно- рейкова 	3.7. Гвинтова 	3.8. Клино- рейкова 
	3.9. Клино- важільна 	3.10. Плунжерно- гвинтова 	...	...
УФПС ₄ – спосіб маніпулюван- ня адаптивним ЗЕ	4.1. Заміна ЗЕ послідовно	4.2. Заміна ЗЕ одночасно	4.3. Перевста- новлення окремо кожного ЗЕ	4.4. Перевста- новлення одночасно всіх ЗЕ
	4.5. Регулю- вання положення окремо кожного ЗЕ шляхом переміщення	4.6. Регулю- вання положення одночасно всіх ЗЕ шляхом переміщення	4.7. Регулю- вання положення окремо кожного ЗЕ шляхом повороту	4.8. Регулю- вання положення одночасно всіх ЗЕ шляхом повороту
	4.9. Перехід на іншу ступінь	4.10. Комбінація вище пере- рахованих	...	...

Структурний синтез адаптивних систем затиску полягає у побудові переліку всіх логічно можливих кортежів наступного виду:

$$\langle УФПС_{1j}, УФПС_{2j}, УФПС_{3j}, УФПС_{4j} \rangle. \quad (2.3)$$

Множина можливих варіантів N структурних рішень адаптивних систем затиску генерується шляхом переліку всіх логічно можливих четвірок виду $\langle УФПС_{1j}, УФПС_{2j}, УФПС_{3j}, УФПС_{4j} \rangle$, тобто знаходиться як прямий добуток множин:

$$\begin{aligned} N &= УФПС_1 \times УФПС_2 \times УФПС_3 \times УФПС_4 = \{ \langle УФПС_1, УФПС_2, УФПС_3, УФПС_4 \rangle | \\ &УФПС_1 \in \{1.1; 1.2; 1.3; 1.4; 1.5; 1.6; 1.7; 1.8\}, УФПС_2 \in \{2.1; 2.2; 2.3; 2.4; 2.5; 2.6; 2.7; 2.8; 2.9; 2.10\} \\ &УФПС_3 \in \{3.1; 3.2; 3.3; 3.4; 3.5; 3.6; 3.7; 3.8; 3.9; 3.10\}, \\ &УФПС_4 \in \{4.1; 4.2; 4.3; 4.4; 4.5; 4.6; 4.7; 4.8; 4.9; 4.10\} \} \end{aligned} \quad (2.4)$$

Загальна кількість сумісних і несумісних варіантів і їх якісний зміст залежить від потужностей множин, і визначається за залежністю:

$$m = |УФПС_1| \cdot |УФПС_2| \cdot |УФПС_3| \cdot |УФПС_4|, \quad (2.5)$$

де $|УФПС_1|, |УФПС_2|, |УФПС_3|, |УФПС_4|$ – потужності множин $УФПС_1, УФПС_2, УФПС_3, УФПС_4$.

Для виключення несумісних варіантів використовується детермінований пошук з побудовою матриць сумісності. Після виконання таких процедур отримується множина структурних рішень адаптивних систем затиску.

Деякі схеми структурних рішень при використанні $УФПС_3$ у вигляді клинової передавально-підсилювальної ланки (альтернатива 3.1), з'єднання основного ЗЕ з адаптивним за допомогою шипа (альтернатива 1.2), послідовною зміною адаптивних ЗЕ (альтернатива 3.1) та використанням зон деформації по альтернативах 2.1, 2.4, 2.5, 2.8 приведені на рис.2.7.

На рис.2.7,а приведений адаптивний ЗЕ, який отриманий шляхом видалення матеріалу із цільного кулачка у вигляді кільцевої канавки, а на рис.2.7,б та рис.2.7, в – адаптивні ЗЕ отримані шляхом неповного розчленування їх затискної

частини. ЗЕ із здатними до деформування кільцевими сегментами приведені на рис.2.7,г.

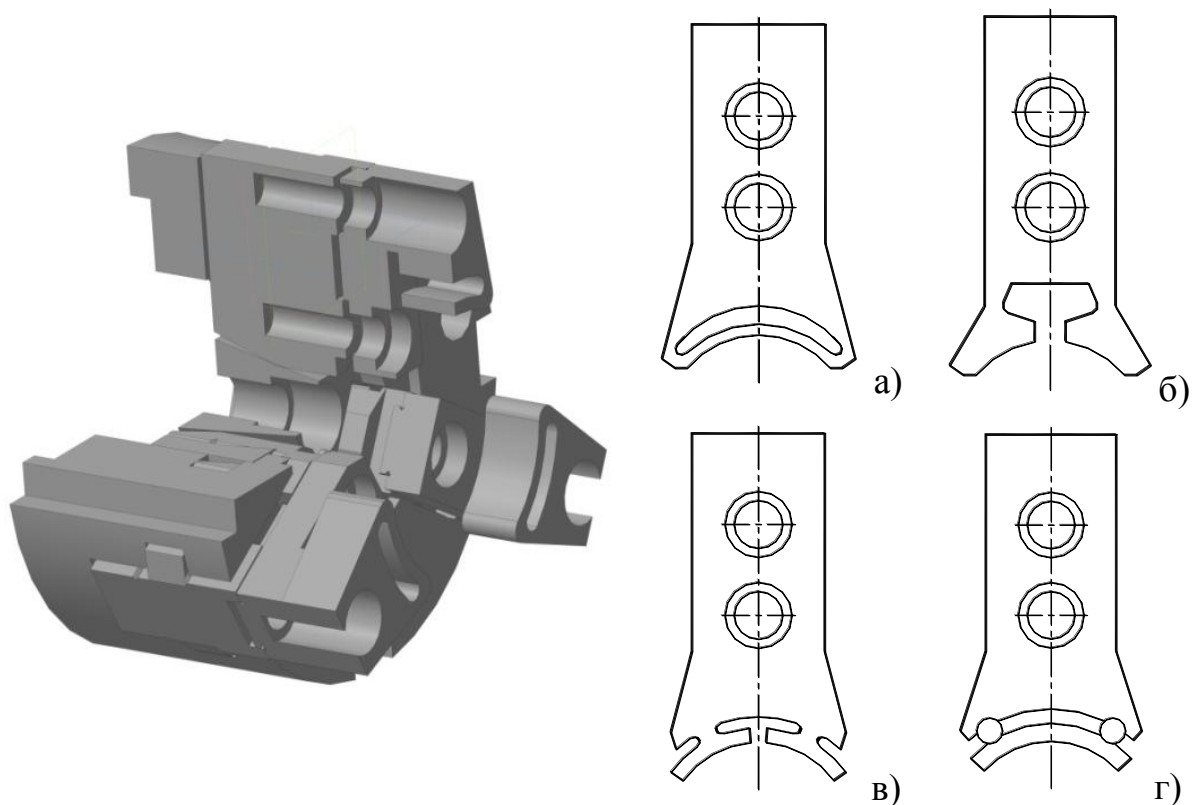


Рис. 2.7. Клиновий затискний патрон із з'єднання основного ЗЕ з адаптивними ЗЕ, які мають зони деформації по альтернативах 2.1 (а), 2.8 (б), 2.5 (в) і 2.4 (г), за допомогою шипів

2.4. Методика багатокритеріального вибору раціональних структурних рішень синтезованих адаптивних систем затиску з використанням теорії нечітких множин

Задача вибору раціональних структурних рішень адаптивних систем затиску по сукупності часткових критеріїв із деякого набору альтернатив, отриманих в результаті конструктивно-функціонального синтезу, як початкової стадії проектування, є задачею прийняття рішень в умовах невизначеності, так як вихідна інформація носить якісний а не кількісний характер, є неповною і неточною.

Для вирішення задач багатокритеріального вибору в умовах невизначеності існує велика кількість математичних методів, зокрема досить поширеними є кластерний аналіз технічних рішень, метод аналізу ієрархій з побудовою матриць парних порівнянь, методи прийняття рішень на основі теорії нечітких множин та інші [7].

Нечіткі множини є зручним інструментом для подання експертних оцінок альтернативних варіантів по критеріях якості синтезованих структурних рішень адаптивних систем затиску, які можна виразити з допомогою функцій належності [7].

В результаті конструктивно-функціонального синтезу множина альтернатив структурних рішень адаптивних систем затиску буде мати вигляд:

$$A_i = \{a_1, a_2, \dots, a_n\}, \quad (2.6)$$

Кожну альтернативу можна охарактеризувати нечіткою множиною, отриманою в результаті експертних оцінок [7]:

$$A_i = \left\{ \frac{\mu_{A_i}(x)}{x} \right\}, \quad (2.7)$$

де $\mu_{A_i}(x)$ - функція належності, яка відображає елементи множини X на множину дійсних чисел відрізка $[0, 1]$, які вказують степінь належності кожного елемента нечіткій множині A_i ;

$x \in R$, R - множина критеріїв вибору.

Множина раціональних альтернатив [7]:

$$B = \left\{ \frac{\mu_B(i)}{i} \right\}, \quad (2.8)$$

де $\mu_B(i)$ може розглядатися як степінь відповідності альтернативи a_i поняттю «найкраща альтернатива».

Для цього вводиться нечітке відношення [7]:

$$P_{ij} = \left\{ \frac{\mu_{P_{ij}}(x_i, x_j)}{(x_i, x_j)} \right\}, \quad (2.9)$$

де $\mu_{P_{ij}}(x_i, x_j)$ функція належності, яка виражає ступінь переваги x_i над x_j .

Перевагу можна виразити через деяку функцію $f(x_i, x_j)$, яка задає відмінність в корисності значень x_i і x_j .

Це можна подати у вигляді:

$$\mu_{P_{ij}} = f(x_i, x_j) = u(x_i) - u(x_j), \quad (2.10)$$

Множина раціональних альтернатив визначається як перетин декартового добутку нечітких оцінок, задаючих альтернативи, і відношення переваги P [7]:

$$B = P_{ij} \cap (A_i \times A_j). \quad (2.11)$$

Ступінь належності альтернативи a_i множині B знаходиться як максимальне значення наступної функції належності [7]:

$$\mu_B(i) = \sup_{x_i, x_j} \min_{i \neq j} (\mu_{A_i}(x_i); \mu_{A_j}(x_j); \mu_{P_{ij}}(x_i, x_j)), \quad (2.12)$$

де $\sup_{x_i, x_j} \min_{i \neq j}$ - означає операцію максимальної згортки.

Етапи вибору раціонального варіанту структурних рішень адаптивних систем затиску згідно приведеної методики наступні.

Перший етап – вибір критеріїв оцінки альтернатив структурних рішень адаптивних систем затиску. Для оцінки альтернатив використаємо наступні критерії:

D_k – діапазон охоплення діаметрів заготовок одним комплектом ЗЕ;

n_k – кількість комплектів ЗЕ для охоплення робочого діапазону діаметрів заготовок;

t_n – час на переналагодження затискного патрону;

Δ_p – точність затиску;

C_p – жорсткість затиску;

$T_{\max}$ – сила затиску;

E – вартість адаптивної системи затиску.

Другий етап передбачає побудову функцій належності, які відповідають наступним поняттям: «найбільший діапазон охоплення діаметрів заготовок одним комплектом ЗЕ»; «найменша кількість комплектів ЗЕ для охоплення робочого діапазону діаметрів заготовок»; «найменший час на переналагодження затискного патрону»; «потрібна точність затиску»; «найкраща жорсткість затиску»; «потрібна сила затиску»; «найменша вартість адаптивної системи затиску». Побудов таких функцій проводиться на основі експертних оцінок альтернатив що вибираються по кожному критерію.

На третьому етапі визначаються конкретні значення функцій належності по критеріях D_k , n_k , t_n , Δ_p , C_p , $T_{\max}$, E з використанням отриманих на першому етапі експертних оцінок.

На четвертому етапі здійснюється визначення вагових коефіцієнтів α_i критеріїв оцінки альтернатив структурних рішень адаптивних систем затиску. Один із можливих способів отримання α_i - це обчислення вектору пріоритетів для матриці парних порівнянь критеріїв відносно мети вибору. Результатом опитування експертів є обернено-симетричні матриці парних порівнянь вагових коефіцієнтів α_i [14]:

$$M_k = \begin{vmatrix} n_{11} & n_{12} & \dots & n_{1m} \\ n_{21} & n_{22} & \dots & n_{2m} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ n_{m1} & n_{m2} & \dots & n_{mm} \end{vmatrix},$$

де n_{ij} – число, яке показує у скільки раз, на думку експерта один ваговий коефіцієнт критеріїв оцінки альтернатив більший за інший;

m – число вагових коефіцієнтів;

$k = 1, \dots, q$ – номер експерта.

Обернена-симетричність матриці M_k передбачає $n_{ii} = 1$, $n_{ji} = 1/n_{ij}$.

Значення функцій належності альтернатив по кожному критерію визначається на основі рівняння [14]:

$$M_k \cdot W_k^T = \lambda_{\max} \cdot W_k, \quad (2.13)$$

де $\lambda_{\max}$ – максимальне власне число матриці M_k ;

W_k – власний вектор матриці M_k .

П'ятий етап передбачає згортку наявної інформації з метою виявлення кращої альтернативи. Множина раціональних альтернатив B визначається шляхом нечітких множин, які містять оцінки альтернатив по критеріях вибору.

Раціональною вважається альтернатива з максимальним значенням функції належності до множини B .

Операція перетину нечітких множин відповідає взяттю мінімального значення для j -ї альтернативи:

$$\mu_B = (a_j) = \min \mu_{A_i}(a_j). \quad (2.14)$$

2.5. Конструктивне виконання раціонального варіанту затискних елементів з адаптацією до поверхні затиску

Твердотільна модель 3Е з адаптацією до поверхні затиску була створена з використанням зони деформації по альтернативі 2.1 (рис.2.8) в середовищі CAD-системи, та розроблене відповідне робоче креслення (додаток А).

Адаптивний затискний кулачок 1 містить приєднувальну частину 2, затискну частину 3 та зону деформації 4 з поверхнею контакту 5. Причому зона деформації 4 виконана у вигляді кільцевої канавки і поверхня контакту 5 затискної частини 3 має криволінійну форму з радіусом рівним половині максимального діаметра обраного діапазону затиску, на приєднувальній частині 2 виконано виступ 6, причому затискна частина 3 та приєднувальна частина 2 оснащені приєднувальними отворами 7 і розділені пазом 8.

Приєднання адаптивного затискного кулачка до основного кулачка затискного патрона проходить шляхом входження виступу 6 приєднувальної частини 2 у відповідний паз основного кулачка і закріплення за допомогою гвинтів, що встановлюються у приєднувальні отвори 7. Переміщення основних

кулачків із адаптивними затискними кулачками 1 в радіальному напрямку забезпечується гідравлічним (механічним, електромеханічним, та ін.) приводом затискного патрона.

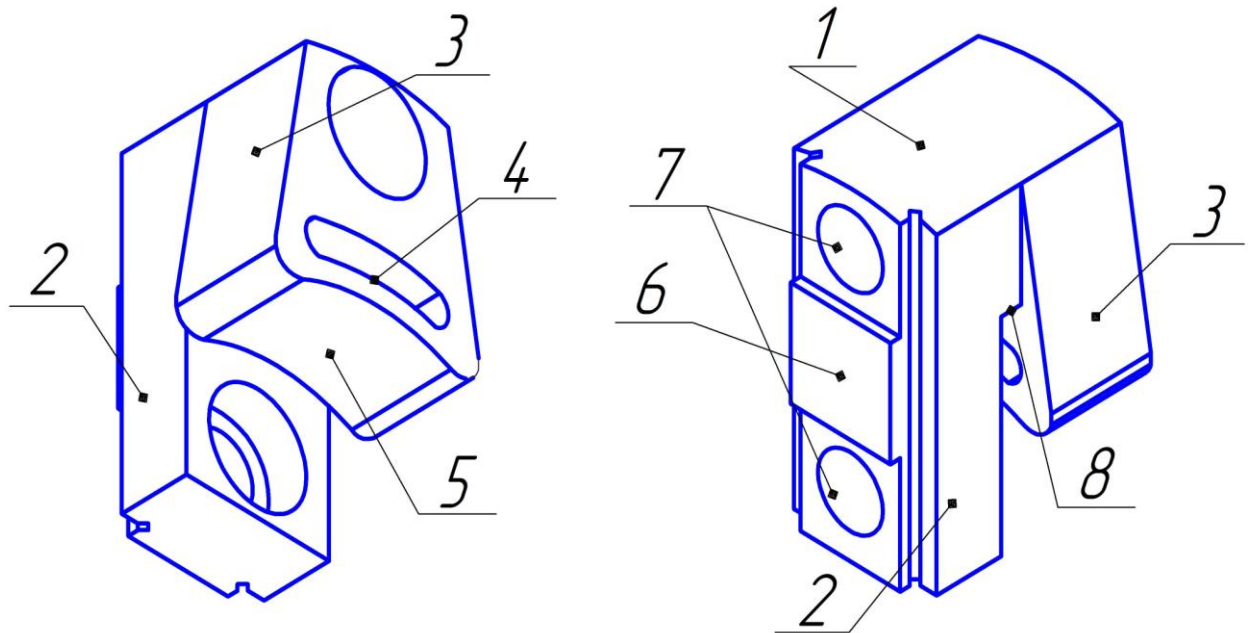


Рис. 2.8. CAD-модель адаптивного ЗЕ із зоною деформації у вигляді кільцевої канавки

При переміщенні адаптивного затискного кулачка 1 в радіальному напрямку спочатку відбувається центрування та попередній затиск оброблюваної заготовки. При подальшому переміщенні адаптивного затискного кулачка 1 вздовж радіальної осі збільшується зусилля затиску і внаслідок цього поверхня 5 починає деформуватися в радіальному напрямку та прилягати до поверхні затиску заготовки. Цей процес проходить до кінця радіального ходу адаптивного затискного кулачка 1. Деформування затискної частини 3 в зоні пружних деформацій дозволяє адаптуватися поверхні затиску 5 до будь-якого діаметра поверхні затиску в заданому діапазоні діаметрів, що визнається довжиною радіального ходу основного кулачка.

2.6. Висновки до розділу

1. Проведено аналіз поверхонь базування і затиску заготовки при токарній обробці. Встановлено, що найбільш поширеними поверхнями для базування і затиску заготовки при токарній обробці є поверхні обертання, тобто поверхні отримані при обертанні твірної навколо осі. Найчастіше базування та затиск проходить по поверхнях, отриманих при обертанні прямолінійних твірних навколо осі, якими є циліндричні та конічні поверхні.

2. На основі взаємодії затискного елемента із «жорсткою» геометрією поперечного перерізу в діапазоні ΔD із заготовкою встановлено наступні варіанти його контактування: неповний контакт; повний контакт та кромковий контакт. Встановлено, що при кутовому зазорі рівному нулю між затискним елементом і заготовкою утворюються лінійні і поверхневі контакти, а відповідно і менші радіальні тиски. Поява незначних кутових зазорів в поперечному перерізі призводить до різкого зменшення площі контакту і відповідно збільшення контактних зближень менш відчутне.

3. На основі аналізу конструкцій ЗЕ з адаптацією поверхні затиску різних діаметрів запропонована їх систематизація за наступними ознаками: 1) ЗЕ із поверхнями затиску постійної форми (із «жорсткою геометрією») – тобто форма затискної поверхні обробляється, або виготовляється під поверхню затиску; 2) ЗЕ із поверхнями затиску змінної форми, які автоматично пристосовуються до поверхонь заготовок із різними діаметрами затиску за допомогою гнучкої поверхні заготовки незалежно шляхом змикання (розмикання).

5. Запропонований принциповий підхід створення адаптивних ЗЕ (ЗЕ із автоматичним набуттям форми в процесі затиску), що полягає у навмисному введенні в їх конструкцію зон деформації, що дозволяє забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки.

6. На основі запропонованого принципового підходу з використанням евристичних прийомів повного та неповного розчленування затискних

елементів, створення пустот в затискному елементі, або їх комбінації сформовано матриці для генерування зон деформації адаптивного ЗЕ та розроблено методику конструктивно-функціонального синтезу адаптивних систем затиску. Згенерована множина можливих варіантів структурних рішень адаптивних систем затиску.

7. Запропоновано методику багатокритеріального вибору раціональних структурних рішень адаптивних систем затиску, отриманих в результаті конструктивно-функціонального синтезу, як початкової стадії проектування, з використанням теорії нечітких множин.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ТЕОРЕТИЧНИХ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Методика дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка

3.1.1. Методика досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотільного моделювання

У зв'язку з складною геометрією синтезованих адаптивних затискних елементів для аналітичного дослідження умов контактування затискного елемента із заготовкою, а також для розв'язання задач пов'язаних із кількісною оцінкою напружено-деформованого стану зони адаптації було обрано метод скінчено-елементного аналізу. МСЕ є потужним чисельним методом розв'язання диференціальних рівнянь, тому його використання дозволяє з високою точністю отримати потрібні результати.

Загальна схема запропонованої методики розрахунку представлена на рис. 3.1. Вихідними даними для розрахунку є геометрична форма запропонованих адаптивних ЗЕ, сили затиску і умови закріплення, а також їх розташування. Результатами розрахунку є напруження та деформації у зоні контактування адаптивного ЗЕ із заготовкою.

При розрахунку виконується побудова геометричної і скінченно-елементної моделі конструкції запропонованого адаптивного ЗЕ, прикладання умов закріплення і сил затиску, розрахунок напружено-деформованого стану, потім визначаються зміщення базових точок на поверхнях затиску адаптивних ЗЕ. Для цього використовувався в якості базового програмного інструмента пакет твердотільного моделювання Solid Works з інтегрованою системою аналізу і розрахунку фізичних процесів Cosmos Works із синхронною технологією [6].



Рис. 3.1. Блок-схема методики розрахунку деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотільного моделювання

Початковим етапом скінченно-елементного аналізу запропонованих адаптивних ЗЕ токарних патронів є побудова геометричної і скінченно-елементної моделі досліджуваної конструкції. Геометрична модель необхідна для визначення геометричної форми конструкції, що розраховується, а скінченно-елементна – містить в собі повну інформацію про розташування вузлів і скінченних елементів, а також про взаємозв'язки між окремими вузлами і елементами.

Для розрахунку адаптивних ЗЕ токарних патронів слід використовувати скінченно-елементні моделі з об'ємних елементів. Вони мають наступні переваги в порівнянні з моделями з пластинчастих елементів:

1. Забезпечують більш точний опис геометрії; наявна можливість опису багатьох елементів конструкції, недоступних для інших моделей.

2. В сучасних CAD-системах об'ємні геометричні моделі є основним засобом опису конструкції деталі і використовуються в якості бази для виготовлення конструкторської документації.

3. У поверхневих моделях є необхідність ставити і контролювати параметри кінцевих елементів (товщину) для кожної поверхні. В об'ємних моделях така необхідність відсутня.

Основний недолік об'ємних скінченно-елементних моделей полягає в тому, що вони, як правило, вимагають наявності більшої кількості степенем вільності, ніж поверхневі і, відповідно, великих витрат обчислювальних ресурсів.

При розробці геометричної і скінченно-елементної моделі необхідно притримуватися наступних рекомендацій: 1) з геометричної моделі повинні бути виключені всі конструктивні елементи, що істотно не впливають на деформації конструкції (дана вимога необхідна, в основному, для забезпечення більш якісного скінченно-елементного розбиття); 2) незважаючи на наявність у багатьох САЕ-системах власних геометричних препроцесорів, геометричні моделі слід будувати в CAD-системах, а вже потім передавати в САЕ-системи через транслятори (даний підхід забезпечує кращу якість і менші терміни підготовки геометричних моделей) 3) ділянки геометричної моделі, на яких згодом будуть прикладатися сили або умови закріплення, слід виділяти в окремі поверхні; 3) для

скінченно-елементної моделі слід використовувати сітку з тетраедричних елементів другого порядку (з додатковими вузлами на серединах сторін).

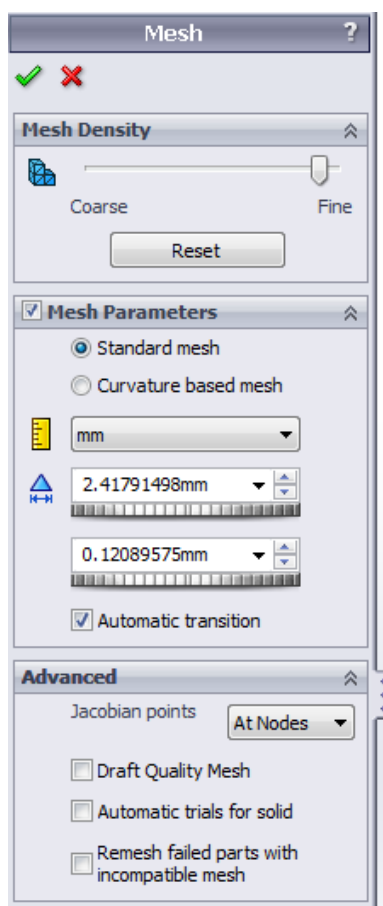
Перевага тетраедричних елементів перед елементами з іншою топологією полягає в тому, що при їх використанні забезпечується можливість автоматичного розбиття геометричної моделі на скінченні елементи. Використання тетраедричних елементів другого порядку обумовлено тим, що вони дають більш точні результати в порівнянні з тетраедричними елементами першого порядку (без додаткових вузлів на серединах сторін) при одній і тій же кількості вузлів в скінченно-елементній моделі. Найбільш чутливими до цього є зони з високим градієнтом напружень, наприклад концентратори, місця контакту, ділянки з різкою зміною граничних умов і т.д. В зв'язку з цим на точність впливають два фактори: більш коректний опис геометрії і краща апроксимація поля переміщень. Останній фактор грає визначальну роль.

Прогнозований розмір елемента в сітці (глобальний розмір) вибирається в меню побудови сітки і якщо деякий геометричний елемент має менший розмір, то скінченні елементи будуть зменшуватися до тих пір, доки їх розмір не досягне допустимих меж (величина допуску). Враховуючи, що точність розрахунку залежить від кількості та розміру скінченних елементів, при налаштуванні розмірів скінченних елементів при побудові скінченно-елементної моделі адаптивного ЗЕ за допомогою регулятора слід обрати найточніший глобальний розмір.

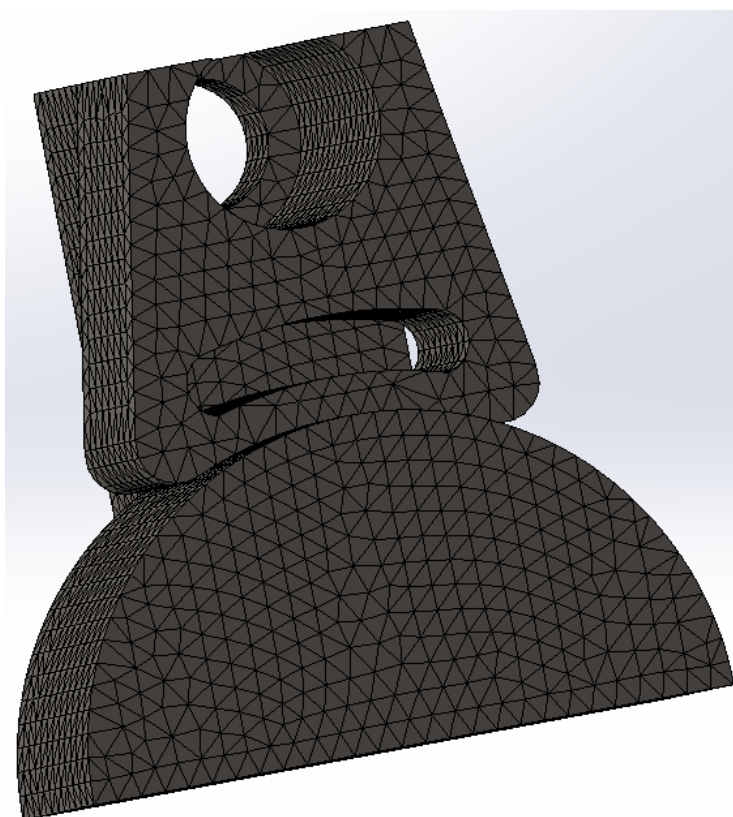
Ще одним важливим параметром скінченно-елементної сітки є тип сітки, який керує вибором алгоритму дискретизації. При побудові скінченно-елементної сітки слід обирати значення «Стандартн» (Standart), при якому використовується метод діаграм Делано-Вороного. Серед всіх відомих алгоритмів, він будує сітку найбільш близьку до оптимальної.

Також серед параметрів побудови сітки було обрано режим автоматичного ущільнення (Automatic transition). Даний режим є ефективним інструментом автоматичного виділення потенційних концентраторів напруження і ущільнення сітки на її околицях. Вікно вибору параметрів сітки показано на рис.3.2,а.

Відповідно за встановленими параметрами сітки генерується скінченно-елементна сітка заготовки та адаптивного ЗЕ (рис.3.2,б).



а)



б)

Рис. 3.2. Вікно вибору параметрів сітки (а) та скінченно-елементна модель адаптивного ЗЕ та заготовки (б) в середовищі CAD/CAE-системи

Після побудови скінченно-елементної сітки, слід проаналізувати якісні та кількісні характеристики її похибок. Основний прямий спосіб контролю сітки – візуальний. Непрямий висновок можна зробити, порівнюючи результати при різних значеннях параметра Якобіана. Якщо спостерігається розбіжність обчислення, чи в деякій зоні спостерігаються значні відмінності картини деформацій, то можна зробити висновок про неправильну форму скінченних елементів. Виходом з цієї ситуації є локальне ущільнення сітки.

Кількісні параметри оцінки якості скінченно-елементної сітки адаптивного ЗЕ та заготовки (рис. 3.2,б) наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Кількісні критерії оцінки якості сітки скінченних елементів

Тип сітки	Твердотільна, стандартного типу
Автоматичне ущільнення	Увімкнено
Параметр Якобіана	Перевірка у вузлах елемента
Розмір елемента	2,41791 мм
Допуск	0,120896 мм
Тип елементів сітки	Параболічні (High quality mesh).
Кількість вузлів	66534
Кількість СЕ	43613
Максимальне відношення сторін (Max Aspect Ratio)	7,7245
Відсоток елементів з відношенням сторін <3	99,8%
Відсоток елементів з відношенням сторін >10	0%
Відсоток викривлених елементів (параметр Якобіана)	0%

На основі даних параметрів можна зробити висновок про високу якість сітки скінченних елементів, що відповідно підвищує точність моделювання.

Наступним дуже важливим етапом методики досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотілого моделювання є накладання граничних умов та формування системи навантажень.

Ступінь адекватності при виборі граничних умовах має не менше значення для точності моделювання, ніж функціональність при побудові сітки і скінченних елементів. Поняття «граничні умови» розглядається ширше ніж «сукупність кінематичних і силових факторів безпосередньо на межах тіла чи його складових -

гранях, кромках, вершинах». Дане поняття включає всі зовнішні дії, які впливають на стан тіла.

По фізичній природі діючих факторів граничні умови в задачах механіки діляться на дві основні групи: кінематичні і статичні. Перша група вимагає задання на границях чи об'ємах тіла переміщень (кутів повороту). останні можуть мати характер обмеження руху (бути рівними нулю в одному чи декількох напрямках) чи попередньо заданого переміщення. Сюди також можна віднести типові граничні умови для складальних одиниць – це умови спільного переміщення поверхонь контактуючих тіл. Друга група – прикладання навантажень у вигляді зосереджених чи розподілених сил, а також, в інших формах, які в кінцевому рахунку зводяться до цих двох.

Кінематичні граничні умови можуть задаватися на кромках, гранях та вершинах. При обробці граней канонічної форми – плоских, циліндричних і сферичних – CAD/CAE-система «відчуває» їх форму, і граничні умови прикладаються відносно створених даними об'єктами напрямків.

На основі аналізу способів з'єднання накладних ЗЕ із основними ЗЕ токарних патронів, можна виділити один варіант закріплення адаптивного ЗЕ, врахування якого потрібно забезпечити в розрахунковій схемі – з'єднання ЗЕ з використанням затягнутого стику. З метою запобігання зміни просторового положення адаптивного ЗЕ, до нього прикладаються умови закріплення не тільки від вертикальних зсувів, а й від зсувів уздовж інших осей, незважаючи на відсутність реакцій уздовж цих осей. Їх слід підбирати так, щоб вони запобігали руху адаптивного ЗЕ, але не чинили впливу на його деформації.

Для площин приєднувальної частини затискного елемента було обрано кінематичну граничну умову типу «фіксація» (рис.3.3,а).

Для загальних граничних умов зборки між геометричними елементами всіх компонентів було обрано тип глобального контакту «Зв'язані (без зазорів)» (Bonded), який відповідає монолітному складанню, де переміщення деталей на поверхнях контакту однакові. Також було обрано сумісний тип сітки. Між поверхнями контакту (рис.3.3,б) було обрано тип контакту «Поверхня до

поверхні» (Surface to surface), який є різновидом групи контактів «Без проникнення» (No penetration), при якому побудова сітки відбувається для кожного компонента окремо.

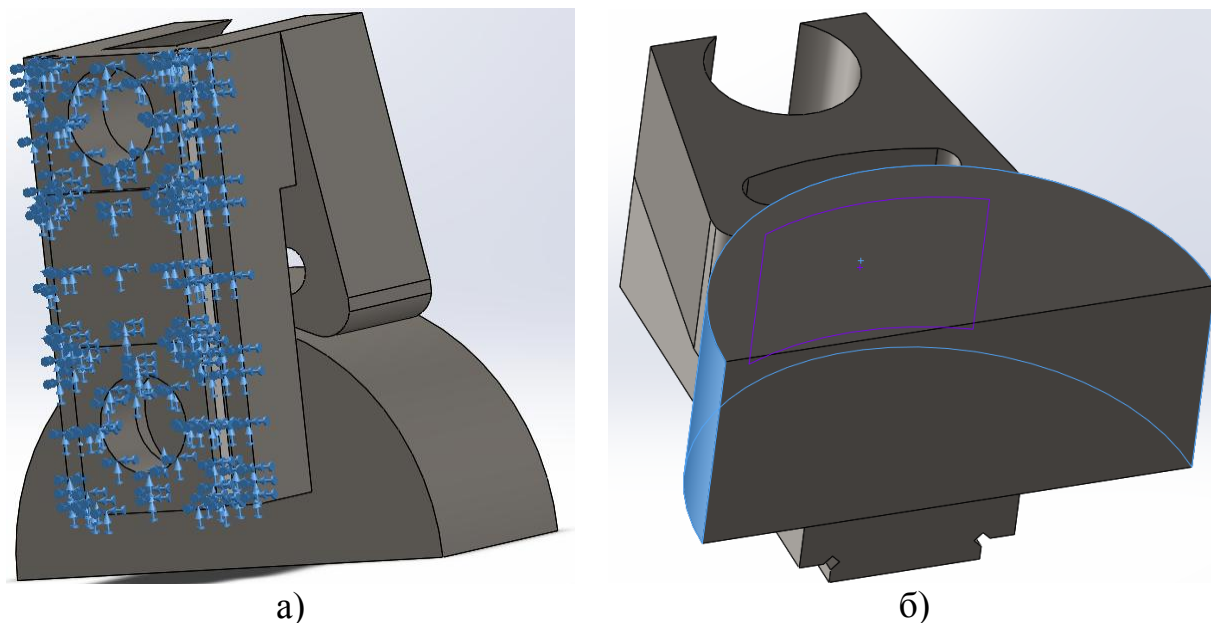


Рис. 3.3. Накладання кінематичних граничних умов (а) та вибір граничних умов для контактуючих поверхонь адаптивного ЗЕ та заготовки (б) в середовищі CAD/CAE-системи

При використанні даного виду контакту при моделюванні деформацій в зоні контакту адаптивного ЗЕ і заготовки в ході прикладання зусиль можливі наступні варіанти:

- після переміщення вузлів разом з тілами, яким належать ці вузли, їх «проникнення» в протилежну поверхню не відбудеться;
- після переміщення вузлів разом з тілами, яким належать ці вузли, вузол вступить в контакт з відповідною поверхнею; відбудеться контакт; в подальшому буде відбуватися переміщення вузла спільно з відповідною поверхнею в напрямку нормалі і ковзання по дотичній площині;
- якщо вузол вступив в контакт з поверхнею і враховується тертя, але зсув не може перевищити силу тертя, то далі вузол буде переміщатися спільно з поверхнею.

Статичні граничні умови – це зусилля. Вони можуть бути зосередженими (мати розмірність «сила»), розподіленими по кромці (розмірність «сила/довжина»), розподіленими по поверхні (розмірність «сила/площа»). До останнього типу відноситься тиск – розподілене навантаження, нормальне до поверхні.

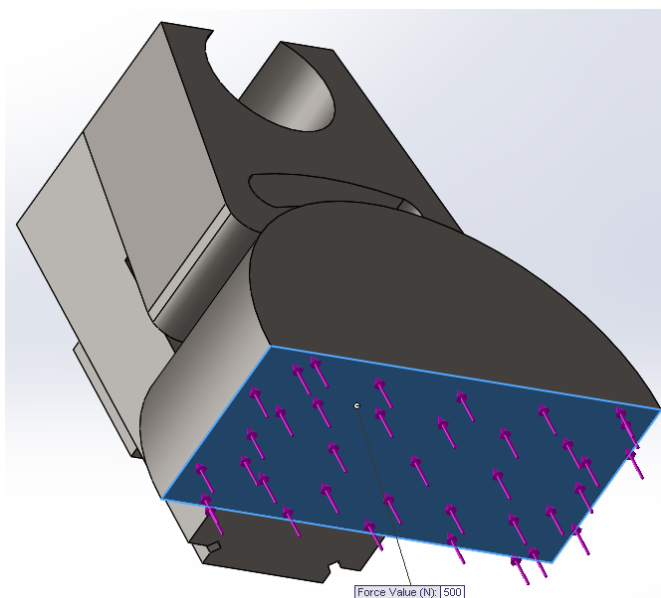


Рис. 3.4. Накладання статичних граничних умов в середовищі CAD/CAE-системи

Статичні сили, що діють на адаптивний ЗЕ та деталь, можуть бути розділені на наступні групи: сили затиску; сили різання; відцентрові сили; сили ваги ЗЕ. Для дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка в процесі затиску слід враховувати лише сили затиску, які є досить значними.

З метою дослідження впливу сили затиску на деформації кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ до поверхні заготовки прикладалося навантаження у вигляді статичної граничної умови типу «нормальна сила» (рис.3.4). Величина сили змінювалася в межах від 500 Н до 5000 Н.

Наступним етапом методики досліджень є перевірка коректності розробленої моделі. Розрахунок складальних одиниць – задача, яка складається з двох частин: перша – створення адекватної моделі (геометричної, статичної, кінематичної), друга – планування послідовності дій та часу. Останнє питання актуальне тому, що можливість зробити помилку існує на кожному етапі моделювання. Перша частина перевірки коректності досліджуваної моделі описано вище. Щодо другої частини, то одним із важливих її факторів є вибір алгоритму лінійних рівнянь, що описують задачу. Для даного дослідження було обрано ітераційний компактний метод (FFEPlus) із компактною схемою

зберігання. Даний метод заснований на методі спряжень градієнтів для статичної задачі і розкладання Ланцоша для проблем власних значень. Даний метод рекомендовано використовувати по замовчуванню для дослідження контактних задач.

Візуалізація та аналіз результатів моделювання - це остаточний етап методики досліджень.

Після успішного розрахунку в середовищі CAD/CAE-системи створюються наступні папки результатів моделювання:

- Stress (Напруження) – для статичного дослідження. Для даного параметру значення розраховувались за гіпотезою енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса:

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (3.1)$$

де $\sigma_x = \sigma_{11}, \sigma_y = \sigma_{22}, \sigma_z = \sigma_{33}, \tau_{xy} = \sigma_{12}, \tau_{yz} = \sigma_{23}, \tau_{zx} = \sigma_{31}$ – компоненти тензора напружень в розглядуваній точці елемента адаптивного ЗЕ;

- Displacement (Переміщення) – для статичного дослідження і аналізів на власні частоти та стійкість;

- Strain (Напруження (Деформації)) - для статичного дослідження;

- Deformation (Деформація) – для статичного дослідження і аналізів на власні частоти та стійкість;

- Factor of safety (Коефіцієнт запасу міцності) – для статичного дослідження

Для всіх параметрів було обрано метричні одиниці вимірювання. Аналіз результатів можна виконувати на снові автоматичних звітів, які формує CAD/CAE-система, на основі заданих параметрів користувача.

3.1.2. Енергетичний метод дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка

Енергетичний метод дослідження деформацій є загальним методом визначення деформацій будь-яких пружних конструкцій, в основі якого лежить

основний принцип механіки – закон збереження енергії.

Нехтуючи при статичному навантаженні змінами кінетичної енергії системи, а також втратами енергії на внутрішнє тертя, зміни температури, які мають місце при деформації, можна стверджувати, що потенціальна енергія зовнішніх сил U_p , яка діє на тіло, що знаходиться у рівновазі, повністю переходить у потенціальну енергію деформації U цього тіла [84]:

$$U = U_p \quad (3.2)$$

Так як мірою енергії, що перетворилася в другий вигляд, є робота, виконана силами, що діють на конструкцію, то вираз (3.1) прийме вигляд:

$$U = A_p, \quad (3.3)$$

де A_p - робота зовнішніх сил.

Кільцевий сегмент адаптивного затискного елемента можна при певних допущеннях рахувати безшарнірною аркою (рис.3.5), що являє собою защемлений з двох кінців криволінійний стержень. Для визначення деформацій такого типу криволінійних стержнів широко використовуються енергетичні методи, одним із яких є доцільно використати енергетичний метод Максвелла-Мора [84, 83].

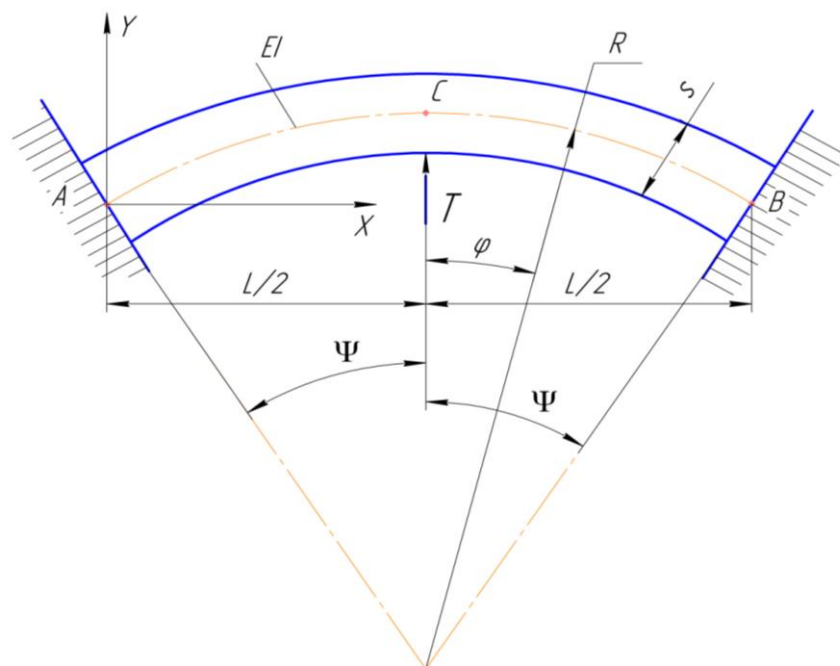


Рис. 3.5. Розрахункова схема кільцевого сегмента адаптивного ЗЕ у вигляді безшарнірної арки

Безшарнірна арка є три рази статично невизначеною [10]. Дійсно, в її опорах виникають шість реакцій – дві вертикальні, дві горизонтальні і два моменти, а рівнянь рівноваги для арки можна скласти тільки три.

Визначення невідомих реакцій безшарнірної арки виконується методом сил [6, 10]. Основна система утворюється відкиданням трьох зв'язків на осі арки, тобто фактично розсічення арки по осі (рис.3.6). Вплив відкинутих зв'язків замінюється відповідними зайвими невідомими X_1, X_2, X_3 .

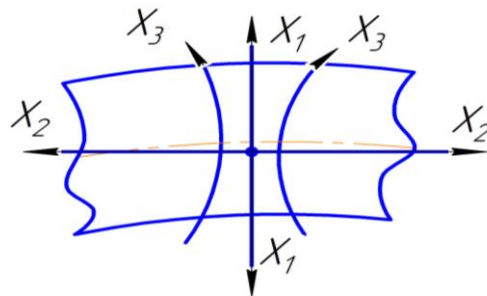


Рис. 3.6. Заміна відкинутих зв'язків відповідними зайвими невідомими X_1, X_2, X_3

Вирази для згинальних моментів у допоміжних станах для арки кругового обрису (рис.3.7, 3.8, 3.9) приймуть вигляд:

$$M_1 = 1 \cdot R \cdot \sin \varphi, \quad M_2 = 1 \cdot R \cdot (1 - \cos \varphi), \quad M_3 = 1. \quad (3.4)$$

де R - радіус кривизни осі арки; φ – кут, який утворюється дотичною до осі арки з горизонталлю.

Відповідно, для коефіцієнтів системи розв'язуючих рівнянь методу сил отримаємо такі формули:

$$\delta_{11} = \int_L \frac{M_1 M_1}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^2 \sin^2 \varphi}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^3 \sin^2 \varphi}{EI} d\varphi, \quad (3.5)$$

$$\delta_{22} = \int_L \frac{M_2 M_2}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^2 (1 - \cos \varphi)^2}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^3 (1 - \cos \varphi)^2}{EI} d\varphi, \quad (3.6)$$

$$\delta_{33} = \int_L \frac{M_3 M_3}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{1}{EI} R d\varphi, \quad (3.7)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \int_L \frac{M_1 M_2}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^2 \sin \varphi (1 - \cos \varphi)}{EI} R d\varphi, \quad (3.8)$$

$$\delta_{13} = \delta_{31} = \int_L \frac{M_1 M_3}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R \sin \varphi}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^2 \sin \varphi}{EI} d\varphi, \quad (3.9)$$

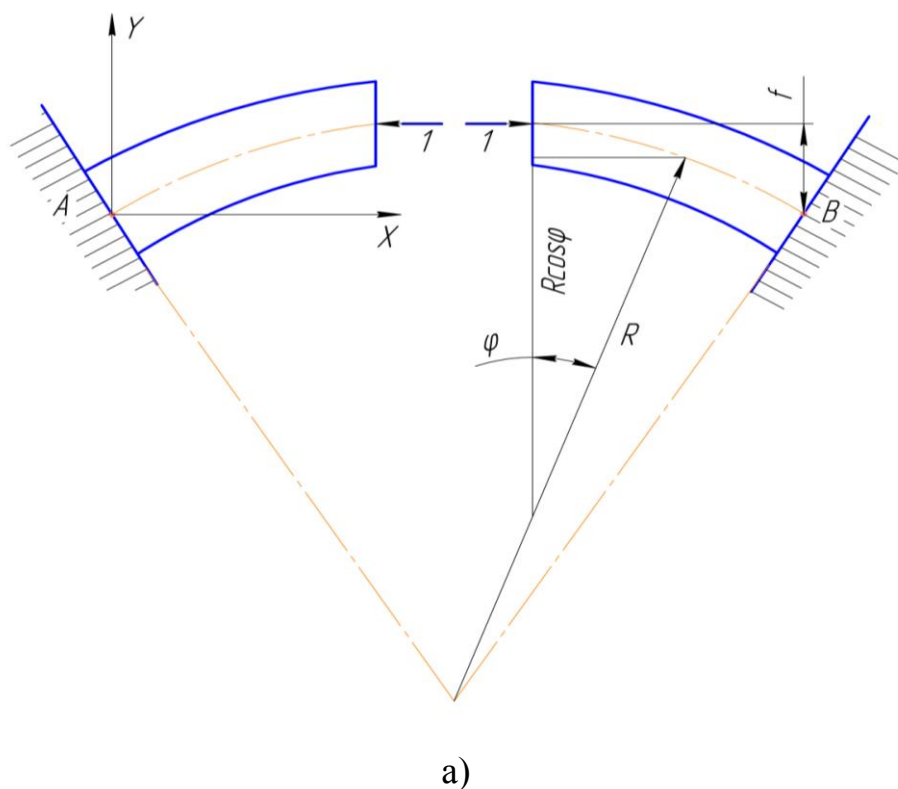
$$\delta_{23} = \delta_{32} = \int_L \frac{M_2 M_3}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R(1 - \cos \varphi)}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{R^2(1 - \cos \varphi)}{EI} d\varphi, \quad (3.10)$$

$$\delta_{1p} = \int_L \frac{M_1 M_p}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{M_p R \sin \varphi}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{M_p R^2 \sin \varphi}{EI} d\varphi, \quad (3.11)$$

$$\delta_{2p} = \int_L \frac{M_2 M_p}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{M_p R(1 - \cos \varphi)}{EI} R d\varphi = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{M_p R^2(1 - \cos \varphi)}{EI} d\varphi, \quad (3.12)$$

$$\delta_{3p} = \int_L \frac{M_3 M_p}{EI} dL = \int_{-\psi}^{\psi} \frac{M_p}{EI} R d\varphi. \quad (3.13)$$

де M_1, M_2, M_3 – вирази для згинних моментів в допоміжних станах арки при дії X_1, X_2, X_3 ; M_p – вираз згинного моменту від дії зовнішнього навантаження; кут φ змінюється від $-\psi$ до $+\psi$ і являється від'ємним на лівій половині арки і додатнім н правій половині арки; E - модуль пружності другого роду; I – момент інерції перерізу кільцевого сегменту ЗЕ (арки); L – віддаль між опорами по осі арки; dL - довжина нескінченно малої ділянки арки.



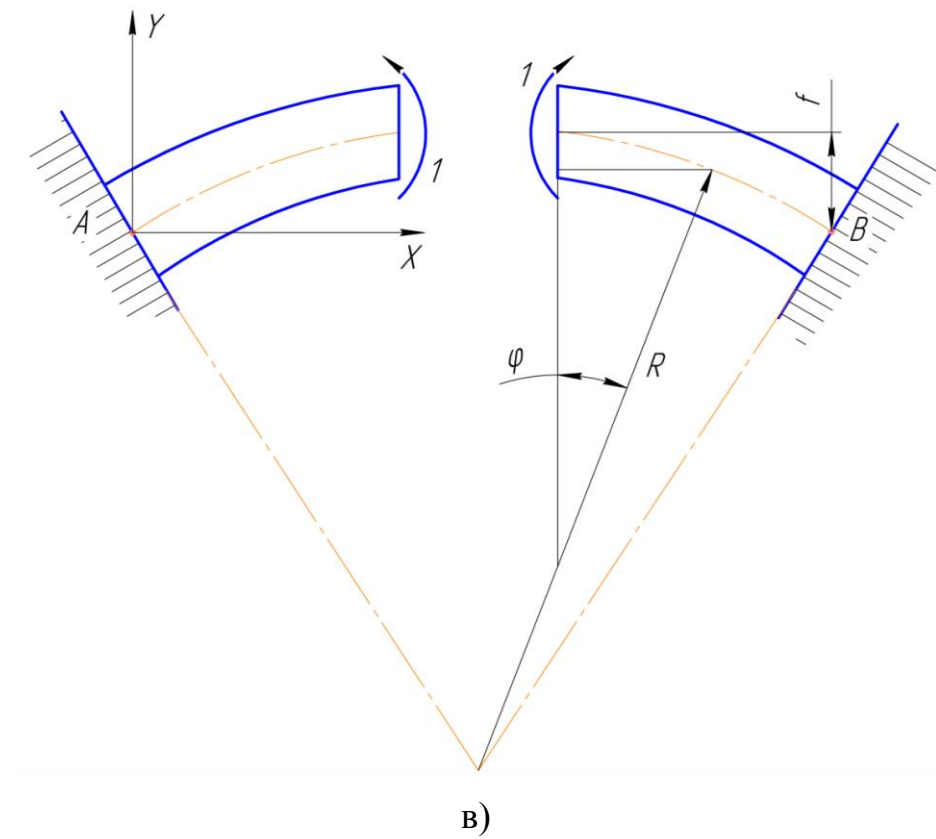
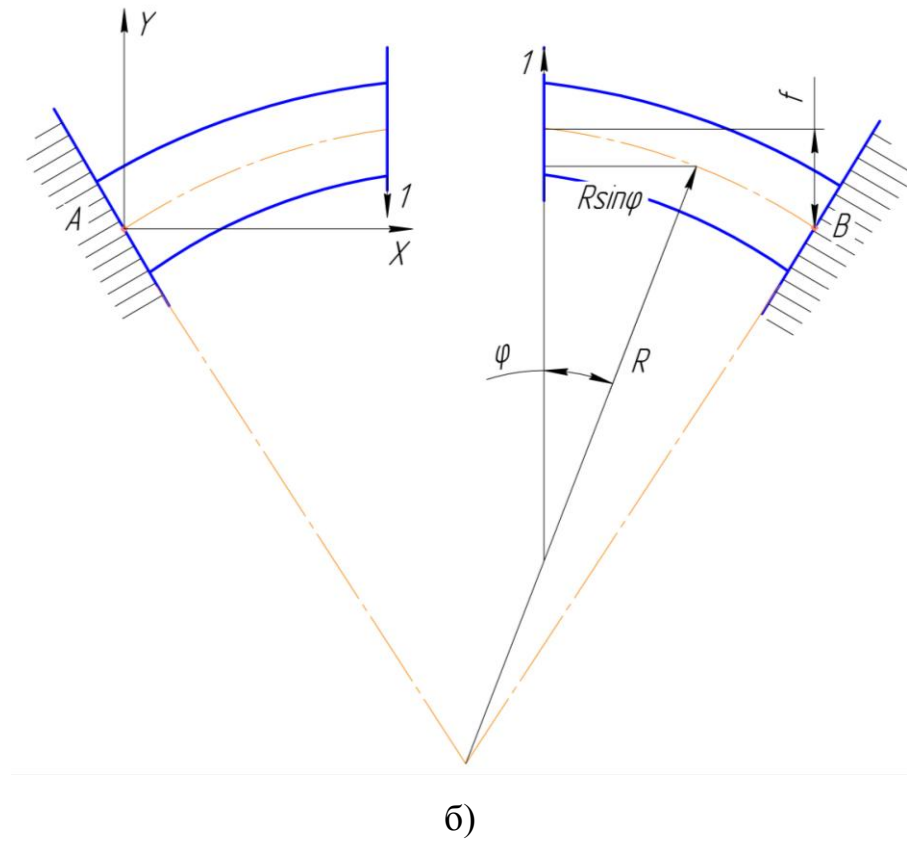


Рис. 3.7. Схеми для визначення згинальних моментів у допоміжних станах для арки кругового обрису: а) при дії горизонтальної одиничної сили; б) при дії вертикальної одиничної сили; в) при дії одиничного моменту

Не виконуючи обчислень, можна сказати, що коефіцієнти $\delta_{12} = \delta_{21}$ і $\delta_{13} = \delta_{31}$ дорівнюють нулю. Дійсно, ці значення отримуються шляхом перемноження за формулами Максвелла-Мора симетричної і обернено симетричної епюр.

Після визначення (наприклад, чисельного) значень всіх вищенаведених коефіцієнтів, формується і вирішується система з трьох рівнянь методу сил:

$$\begin{cases} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \delta_{13}X_3 + \delta_{1p} = 0 \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \delta_{23}X_3 + \delta_{2p} = 0 \\ \delta_{31}X_1 + \delta_{32}X_2 + \delta_{33}X_3 + \delta_{3p} = 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

де X_1, X_2, X_3 – невідомі при відкиданні зв'язків; $\delta_{11}, \delta_{12}, \dots, \delta_{33}$ - коефіцієнти впливу податливості від дії одиничних навантажень; $\delta_{1p}, \delta_{2p}, \delta_{3p}$ - коефіцієнти впливу податливості від дії зовнішнього навантаження.

Після того, як стають відомими значення X_1, X_2 і X_3 , знаходимо остаточні значення згинального моменту в перетинах арки:

$$M_{OK} = M_1X_1 + M_2X_2 + M_3X_3 + M_p = R\sin\varphi X_1 + R(1 - \cos\varphi)X_2 + X_3 + M_p. \quad (3.15)$$

де R - радіус кривизни осі арки; M_1, M_2, M_3 – вирази для згинних моментів в допоміжних станах арки при дії X_1, X_2, X_3 ; M_p – вираз згинного моменту від дії зовнішнього навантаження; φ – кут, який утворюється дотичною до осі арки з горизонталлю, та змінюється в межах від $-\psi$ до $+\psi$.

Реакції в опорах знаходять з рівнянь рівноваги для лівої і правої частин арки, після того, як вдалося знайти значення X_1, X_2 і X_3 .

В подальшому проводиться визначення переміщення в перерізі дії сили затиску за допомогою формули Мора:

$$\Delta = \int_s \frac{M_p \overline{M}}{EI} ds. \quad (3.16)$$

де $\overline{M}$ – вираз згинного моменту від дії одиничного навантаження; E - модуль пружності другого роду; I – момент інерції перерізу кільцевого сегменту ЗЕ

(арки); L – віддаль між опорами по осі арки; dL - довжина нескінченно малої ділянки арки.

Для цього потрібно:

1. Знайти внутрішні зусилля на окремих ділянках системи від сили затиску заготовки
2. По напрямку шуканого переміщення прикласти одиничне зусилля (зосереджену силу) і знайти внутрішні зусилля в отриманому стані;
3. Підставити знайдені вирази зусиль у формулу Мора (3.16) і визначити шукане переміщення інтегруванням по окремих ділянках системи і сумуванням результатів. Границями ділянок системи служать точки прикладання зосереджених сил і моментів.

3.2. Методика проведення експериментальних досліджень

3.2.1. Методика експериментальних досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка

З метою встановлення адекватності моделей деформування кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотілого моделювання та енергетичним методом доцільно експериментально встановити залежності переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ в діапазоні його діаметрів затиску та в робочому діапазоні зусиль затиску затискного патрона.

Для експериментального дослідження залежності переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ в діапазоні його діаметрів затиску та в робочому діапазоні зусиль затиску розроблений експериментальний стенд. Схема вимірювання величини деформації адаптивного ЗЕ при затиску різних діаметрів досліджувальної заготовки на розробленому стенді приведена на рис. 3.8.

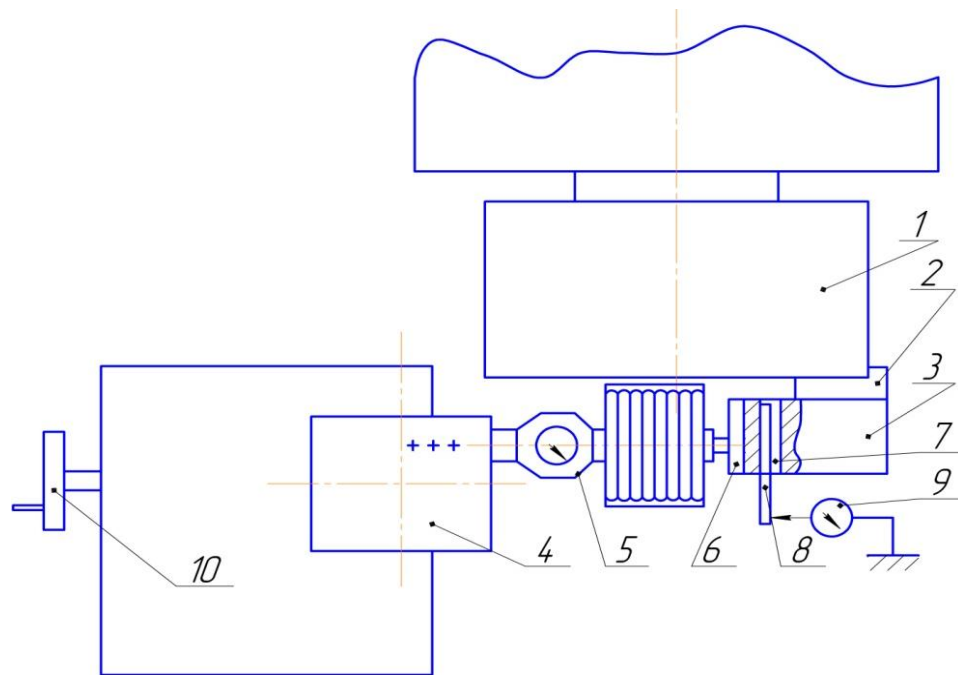


Рис. 3.8. Схема вимірювання переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту адаптивного ЗЕ

Адаптивний ЗЕ накладного типу 3 кріпиться через базовий кулачок 2 до трьохкулачкового самоцентруючого патрона 1 діаметром 250 мм, що встановлений на токарно-гвинторізному верстаті 1К62. Навантаження радіальною силою поверхні затиску ЗЕ здійснюються прокручуванням рукоятки 10 поперечного супорта токарного верстата в різцетримачі якого встановлений мембранний динамометр 4.

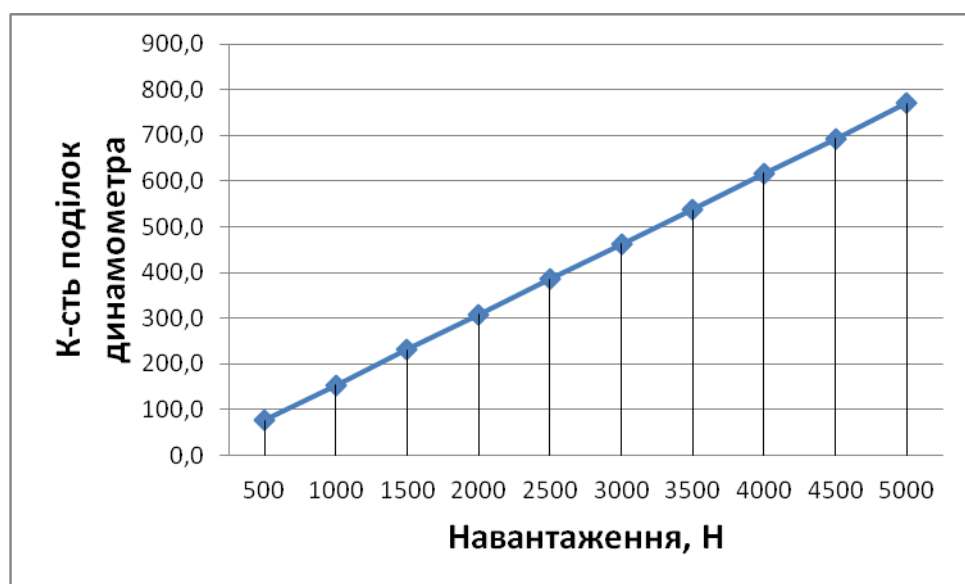


Рис. 3.9. Тарувальний графік динамометра

Величина навантаження відображається через покази індикаторної головки встановленої в корпусі динамометра годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм. На основі характеристик динамометра розроблено відповідний тариувальний графік (рис.3.9).

Для передачі зусилля на кулачок використовувалися спеціально виготовлені заготовки діаметрами 65 мм, 67 мм, 69 мм, 71 мм, 73 мм та 75 мм, які зображені на рис. 3.10.



Рис. 3.10. Дослідні заготовки діаметрами 65, 67, 69, 71, 73 та 75 мм

При моделюванні імітувався затиск заготовок в діапазоні $\Delta D = 10$ мм (діаметром від 65 мм до 75 мм), який визначається конструктивними параметрами даного типорозміру токарного патрона. Сила затиску, прикладена до кулачка, варіювалася в діапазоні від 0,5 до 5 кН. Це відповідає сумарній силі затиску кулачками затискного патрона відповідно 1,5 – 15 кН. В кільцевій канавці ЗЕ 7 встановлена допоміжна планка 8, що передає величину деформації ЗЕ на індикаторну головку годинникового типу 9 з ціною поділки 0,01 мм, що на магнітній стійці встановлена на станині верстата.

Для встановлення виду емпіричної залежності за отриманими в результаті експерименту значеннями у вузлових точках з деякою похибкою, застосовано метод найменших квадратів – апроксимація поліномами.

3.2.2. Методика вимірювання радіального биття

При затиску заготовки у ЗП виникають похибки встановлення, які є наслідком геометричної неточності заготовки та самих ЗЕ. Також дані похибки

виникають внаслідок дії силових факторів, що проявляються при закріпленні заготовки. Ці похибки приводять до зміщення осі обробленої частини заготовки відносно її необробленої частини (похибки взаємного розміщення поверхонь). Вони сприймаються як радіальне биття затиснутої в ЗП дослідної заготовки.

Для того, щоб можна було визначити радіальне биття в будь-якому перерізі заготовки використовувалась схема вимірювання, яка показана на рис.3.11. Дана схема включає два індикатори 2, 3 з ціною поділки 0,001 мм, встановлені на магнітній стійці 4, що відповідно прикріплена до шпиндельної бабки. Індикатором 2 проводиться вимірювання радіального биття дослідної заготовки 5 в точці А на відстані l_1 від торців кулачків ЗП 1, а індикатором 3 – у точці В відстані l_2 . Замість індикаторів можна використати індуктивні датчики, з'єднані через підсилювач з реєструючою апаратурою (наприклад, осцилографом). Вимірювання радіального биття необхідно проводити після кожного затиску дослідної заготовки.

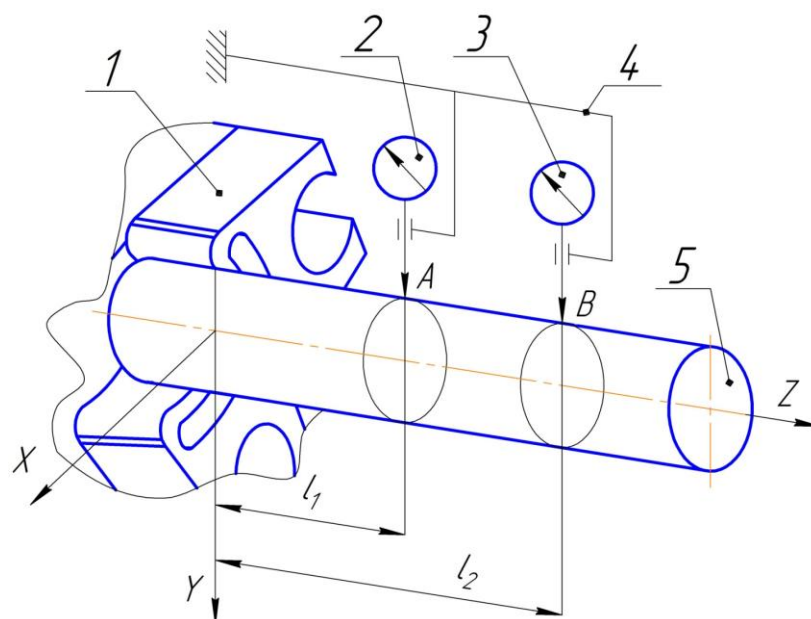


Рис. 3.11. Схема вимірювання радіального биття заготовки

В якості дослідних заготовок використовувалися загартовані оправки.

Для виключення похибок геометричної форми оправок (зведення їх до практично невідчутних величин) при дослідженні похибок встановлення

використовувались спеціальні загартовані оправки діаметрами в межах 65-75 мм (рис.3.12), у яких похибки геометрії становлять не більше 3 мкм.



Рис. 3.12. Контрольні оправки для визначення радіального биття заготовок встановлених в адаптивні ЗЕ

Для регулювання сили затиску використовувалися два динамометричні ключі з моментами затиску 20 – 240 Нм, та 180 – 510 Нм.

3.2.3. Методика вимірювання радіальних відтискань

Не менш важливим показником роботи ЗЕ є його здатність утримувати оброблювану заготовку на одній осі, що забезпечує високу якість механічної обробки. Для того щоб дослідити даний параметр, використовувалася схема вимірювання величини відтискання адаптивного ЗЕ при дії радіальної сили на досліджувальну заготовку, яка показана на рис. 3.13.

Відповідно даної схеми адаптивний ЗЕ накладного типу 3 кріпиться через базовий кулачок 2 до трикулачкового ЗП 1, як і у випадку вимірювання деформації зони адаптації ЗЕ. Навантаження радіальною силою поверхні затиску ЗЕ здійснюються прокручуванням рукоятки 8 поперечного супорта токарного верстата 1К62, в різцетримачі якого встановлений мембранний динамометр 4.

Величина навантаження відображається через покази індикаторної головки, встановленої в корпусі динамометра годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм. Даний динамометр передає навантаження на поверхню затиску ЗЕ через

спеціально виготовлені дослідні заготовки 6 діаметрами 65мм, 67мм, 69мм, 71мм, 73мм та 75 мм.

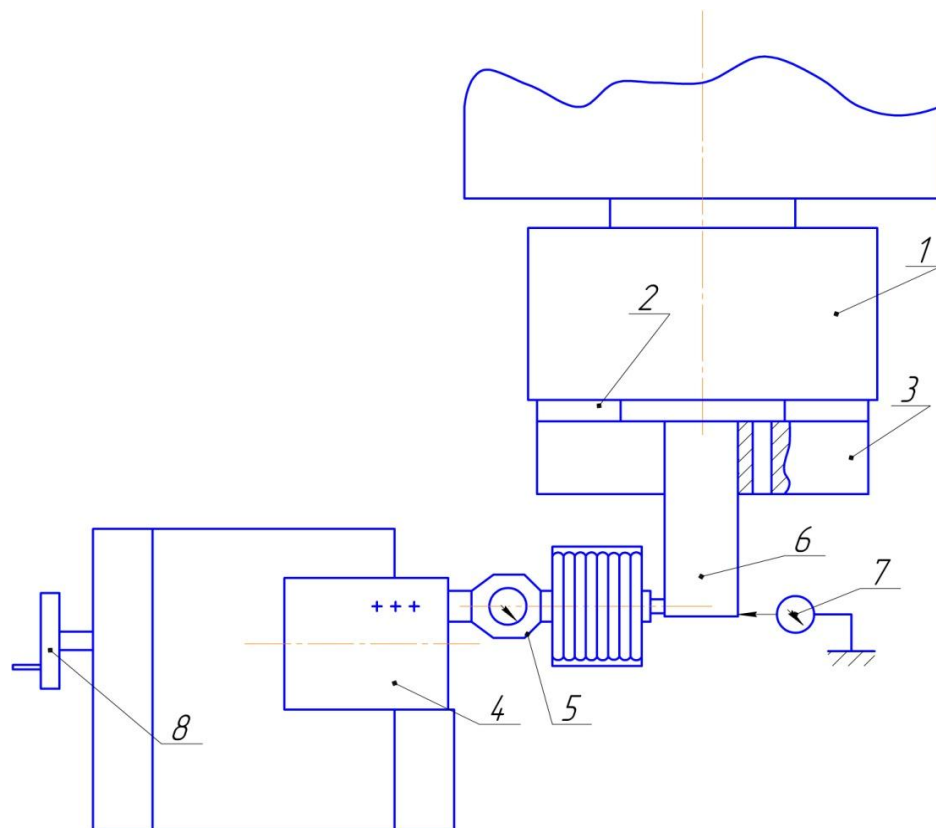


Рис. 3.13. Схема вимірювання радіального відтискання адаптивного ЗЕ

До оправки за допомогою навантажувального пристрою прикладалося ступінчато радіальне навантаження від 1 до 5 кН. Величина радіального відтискання відображалася на індикаторній голівку годинникового типу 7 з ціною поділки 0,01 мм магнітної стійки, що встановлена на станині верстата біля вільного кінця заготовки. Окрім варіювання навантажувальної сили, змінювався і параметр сили затиску. Для цього за допомогою динамометричного ключа змінювався момент затиску дослідної заготовки в ЗЕ адаптивного типу ві 35 Нм до 350 Нм. Дане дослідження проводилося при різних положеннях ЗЕ відносно ЗП (кут повороту 0°, 30°, 60°, 90° та 120°). Покази індикаторів фіксувалися при відповідних навантаженнях і розвантаженнях системи.

3.2.4. Методика експериментальних досліджень динамічної похибки обробки деталей в токарних партонах, оснащених адаптивними ЗЕ

Однією із найважливіших характеристик якості обробки деталі є динамічна точність, яку можна охарактеризувати відхиленнями геометричної форми деталі в поперечному перетині (по ГОСТ 24643-81), що викликається відносними зміщеннями інструменту і заготовки при різанні [70]. Тому проведення експериментальних досліджень для виявлення впливу параметрів обробки на формування динамічної похибки (похибки форми) дає змогу повніше розкрити технологічні можливості верстату, оснащеного адаптивними ЗЕ, і забезпечити потрібну якість обробки з найменшими затратами.

Для дослідження оцінки впливу параметрів обробки на формування динамічної похибки використано факторне планування експерименту [5,12,17,18,85], яке дозволяє кількісно оцінити ефекти факторів, їх взаємодії, прийняти оптимальні рішення та зменшити кількість проведення дослідів в порівнянні з однофакторним експериментом.

Оцінка основних факторів, які впливають на динамічну похибку обробки деталей, затиснутих у адаптивних ЗЕ, повинна відповідати наступним вимогам: однозначність; керованість; можливість задання із точністю, достатньою для кількісного аналізу; сумісність одного фактора з іншим. При визначенні числа факторів враховувалась апріорна інформація, аналіз якої показав, що основними факторами є: подача інструменту на один оберт (X_1); швидкість різання (X_2); глибина різання (X_3); діаметр оброблюваної заготовки (X_4). Всі чотири фактори відповідають поставленим вимогам.

Вибір основного рівня і інтервалів варіювання факторів базувався на аналізі можливих діаметрів затиску, швидкостей різання, подач і глибин різання при напівчистовій обробці (табл.3.2). При цьому враховувалась зміна вихідних параметрів в широких межах при високій степені фіксування факторів.

Таблиця 3.2

Рівні факторів та інтервали варіювання

№ п/п	Фактори	Рівні факторів			Інтервал варіювання
		нижній	основний	верхній	
		-1	0	+1	
1	Подача, мм/об (X_1)	0,11	0,17	0,23	0,06
2	Швидкість різання, об/хв (X_2)	590	800	1000	200
3	Глибина різання, мм (X_3)	0,4	1,1	1,8	0,7
4	Діаметр оброблюваної заготовки, мм (X_4)	65	70	75	5

Аналіз однофакторних залежностей відхилення від круглості від значень факторів, які розглядаються, показав, що вони носять нелінійний характер.

Тому в якості моделі для апроксимації результатів експерименту був прийнятий поліном другого порядку [85]:

$$\Delta R = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i \bar{X}_i + \sum_{i;l=1}^n b_{il} \bar{X}_i \bar{X}_l + \sum_{i=1}^n b_{ii} \bar{X}_i^2, \quad (3.17)$$

де ΔR – вихідний параметр (відхилення від круглості);

$\bar{X}_i, \bar{X}_l$ – керовані фактори, що впливають на відгук системи;

b_0, b_i, b_{il}, b_{ii} – коефіцієнти рівняння регресії.

3.3. Висновки до розділу

1. Сформульовані основні вимоги до геометричних і скінченно-елементних моделей адаптивних ЗЕ токарних патронів металорізальних верстатів, що використовуються при побудові розрахункової схеми.

2. Запропоновані способи врахування в розрахунковій схемі різних умов закріплення і навантаження, характерних для адаптивних ЗЕ токарних патронів.

3. Розроблено методику досліджень деформацій кільцевого сегменту зони

затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотільного моделювання. Для цього в якості базового програмного інструмента використано пакет твердотільного моделювання Solid Works з інтегрованою системою аналізу і розрахунку фізичних процесів Cosmos Works із синхронною технологією.

4. Запропонована методика теоретичних досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка, що базується на енергетичному методі дослідження деформацій безшарнірної арки, що являє собою защемлений з двох кінців криволінійний стержень.

5. Розроблені методики експериментальних досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка, визначення радіального биття та радіальних відтискань оправок, затиснутих у адаптивних затискних кулачках.

6. З використанням факторного планування експерименту, яке дозволяє кількісно оцінити ефекти факторів, їх взаємодії, прийняти оптимальні рішення та зменшити кількість проведення дослідів в порівнянні з однофакторним експериментом, розроблена методика експериментальних досліджень динамічної похибки обробки деталей в токарних партонах, оснащених адаптивними ЗЕ. Вибрані основні фактори, якими є подача інструменту на один оберт, швидкість різання, глибина різання, діаметр оброблюваної заготовки, та встановлені рівні інтервали варіювання факторів. В якості моделі для апроксимації результатів експерименту був прийнятий поліном другого порядку.

РОЗДІЛ 4. ТЕОРЕТИЧНІ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ АДПТИВНИХ ЗАТИСКНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

4.1. Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка засобами твердотільного моделювання

Результатами моделювання зони адаптації ЗЕ для різних діаметрів затиску, навантаженого силою затиску, є еквівалентні напруження, значення яких розраховувалися по гіпотезі енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса та переміщення. Як приклад, на рис.4.1,а приведена картина напруженого стану зони адаптації затискного елемента для діаметра затиску 65 мм при силі затиску кулачком 500 Н. та картина деформованого стану адаптивного ЗЕ (рис.4.1,б), які отримані за допомогою ЕОМ.

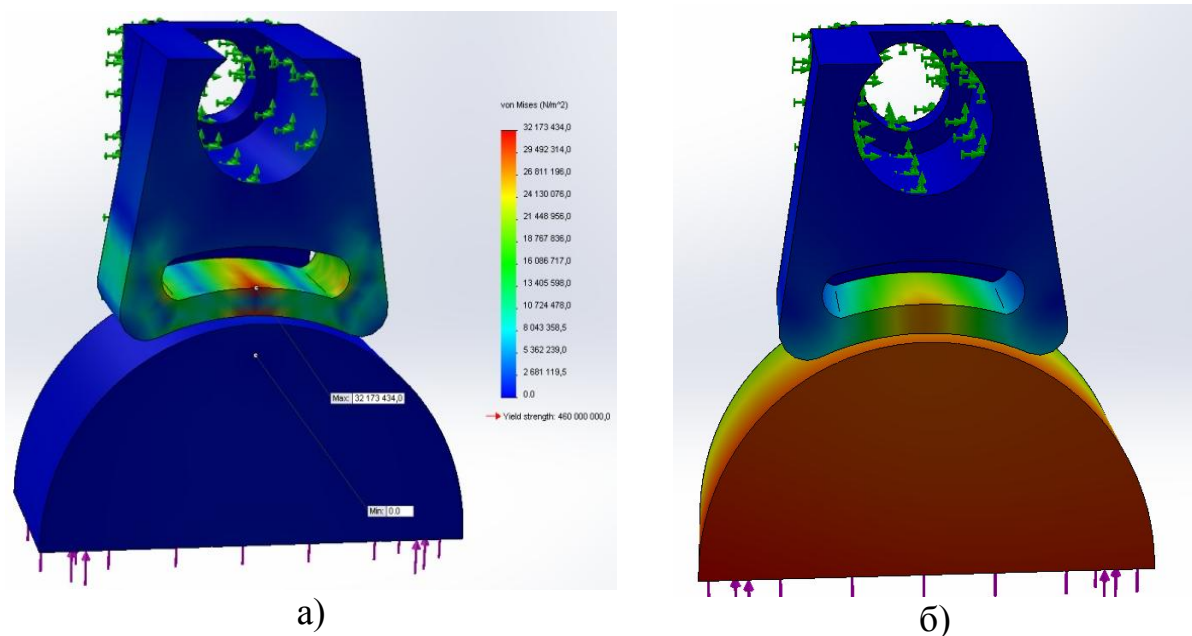


Рис. 4.1. - Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 65 мм в середовищі CAD/CAE-системи

Отримані в результаті комп'ютерного моделювання картини напружено-деформованого стану для інших діаметрів затиску заготовок і сил затиску – аналогічні та наведені в додатку Б.

Аналіз картин розподілу напружень по об'єму зони адаптації кулачка показує, що найбільші напруження виникають в центральній та крайніх зонах кулачка, де сполучається кільцева затискна частина із тілом кулачка. Максимальні еквівалентні напруження в зоні адаптації затискного кулачка, отримані в результаті комп'ютерного моделювання при різних зусиллях затиску та діаметрах затиску, приведені на рис.4.2.

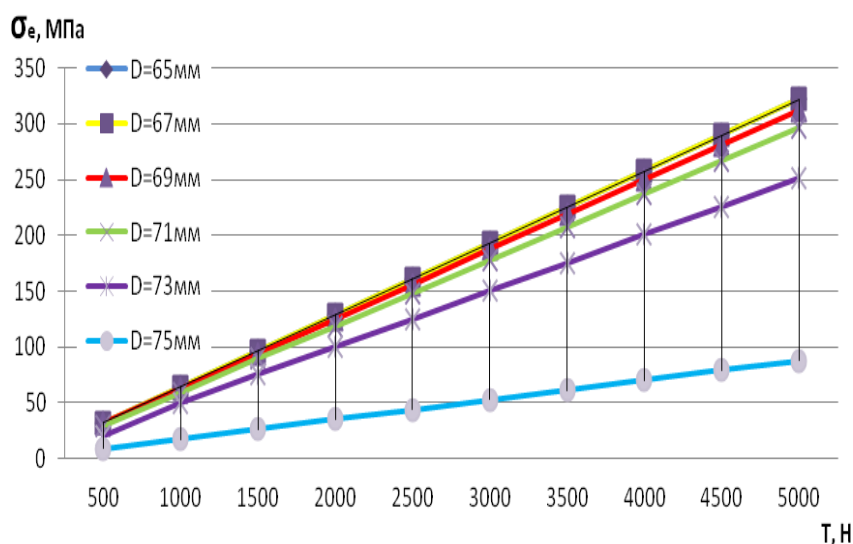


Рис. 4.2. Графіки залежності максимальних еквівалентних напружень σ_e в зоні адаптації затискного кулачка від зусилля затиску T та діаметра затиску D

максимальними еквівалентними напруженнями. При цьому більші напруження характерні для менших діаметрів затиску. Це пов'язано із меншою зоною контактування заготовок малих діаметрів та їх умовами контактування, які викликані більшою радіальною деформацією затискної частини адаптивного кулачка. Із збільшенням діаметра затиску від 65 до 73 мм максимальні

Результати імітаційного моделювання показують, що із збільшенням зусилля затиску, яке припадає на один кулачок від мінімального до максимального (тобто в 10 раз), максимальні еквівалентні напруження також збільшуються майже у 10 раз, тобто спостерігається прямопропорційна лінійна залежність між навантаженнями та

еквівалентні напруження при максимальній силі затиску кулачком зменшуються у 1,28 раз. Це пояснюється збільшенням зони контакту при затиску заготовок більшого діаметру. При повному контакті заготовки із затискною частиною кулачка ($D=75\text{мм}$) зона адаптації не працює, і тому напруження в зоні контакту набагато менші. Аналіз результатів моделювання показав, що затискна частина адаптивного затискного кулачка при навантаженнях силою затиску в діапазоні 500...5000 Н працює в зоні пружних деформацій і забезпечує її повний контакт із заготовкою в заданому діапазоні діаметрів при затиску.

Як і у випадку еквівалентних напружень, аналогічна прямопропорційна залежність спостерігається і для величини деформації зони адаптації ЗЕ (рис.4.3.).

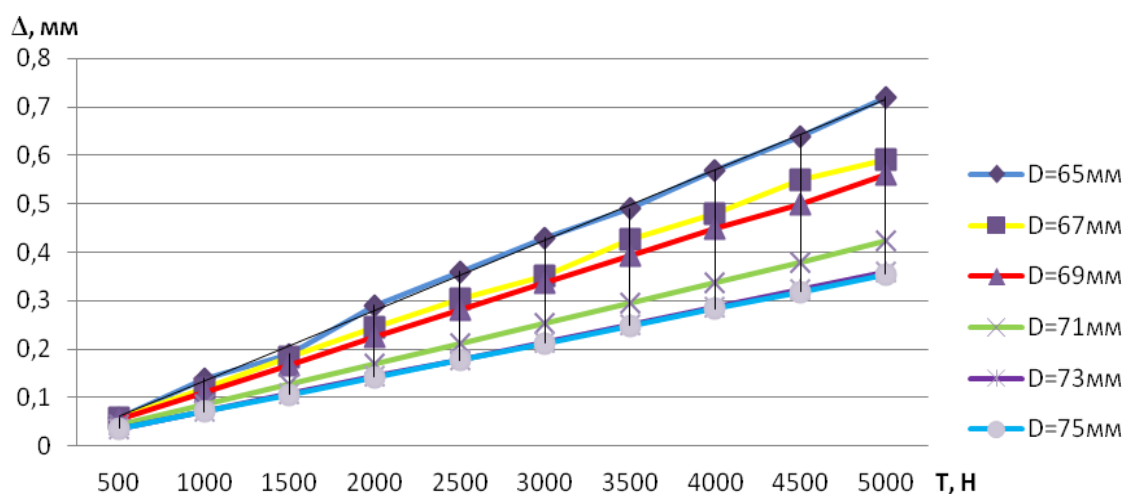


Рис. 4.3. Графіки залежності деформації зони адаптації затискного кулачка від зусилля затиску T та діаметра затиску D

Також проведено дослідження напружено-деформованого стану адаптивного ЗЕ в залежності від товщини стінки кільцевого сегменту зони затиску. Картини напруженого стану при різних товщинах стінки кільцевого сегменту приведені на рис. 4.4. На рис.4.5 приведені графіки зміни напруження в зоні затиску адаптивного ЗЕ при різних товщинах стінки в залежності від сили затиску та діаметра затиску.

З рисунка 4.5 видно, що при збільшенні товщини стінки зменшується величина напруження, проте також зменшується і величина деформації, що прямо

впливає на здатність ЗЕ елемента адаптуватися до поверхні затиску. Дослідження показали, що оптимальною є товщина стінки, яка дорівнює 4 мм. При цій товщині досягаються максимальні деформації і при цьому стінка працює в зоні пружних деформацій. При меншій товщині стінки коефіцієнт запасу міцності стає меншим 1, і відповідно кільцевий сегмент адаптивного ЗЕ руйнується.

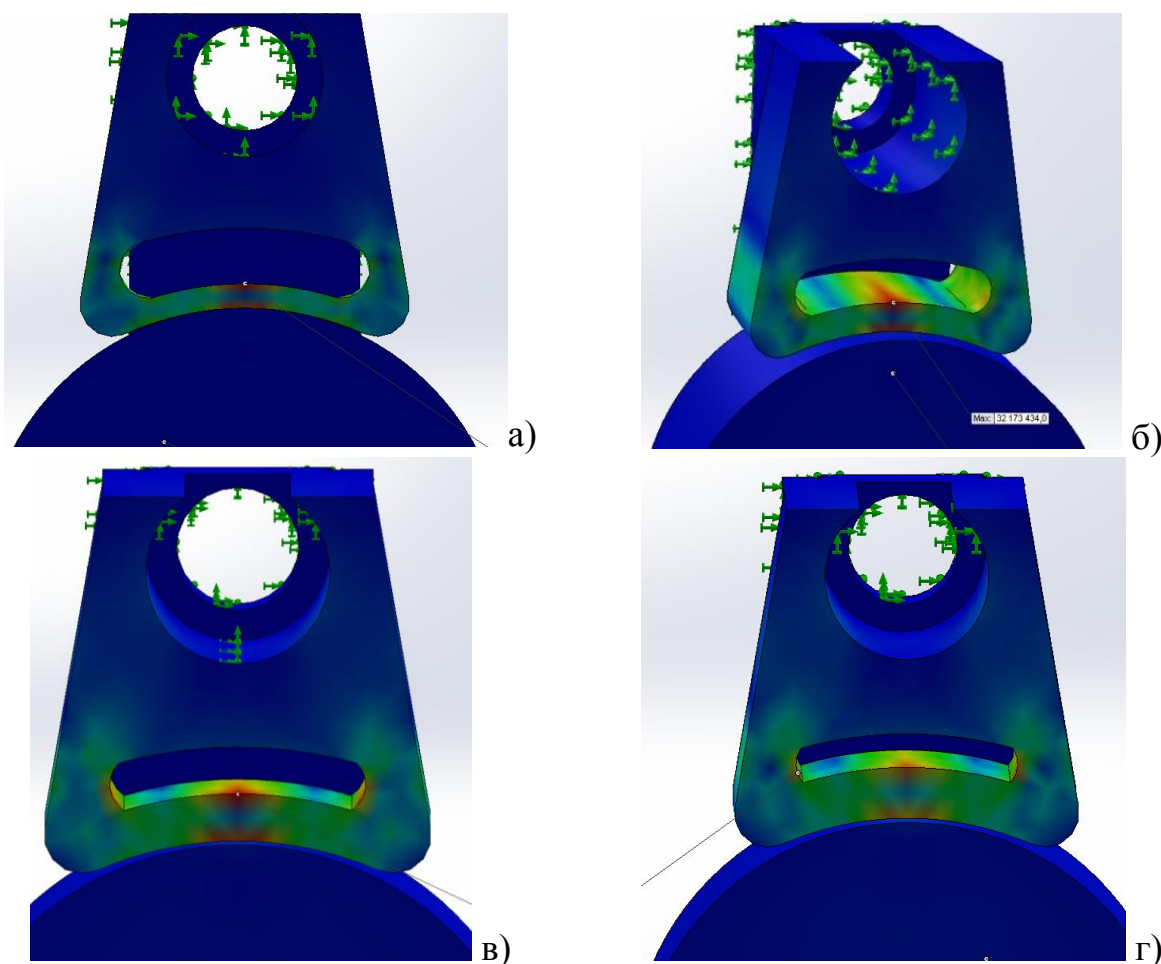
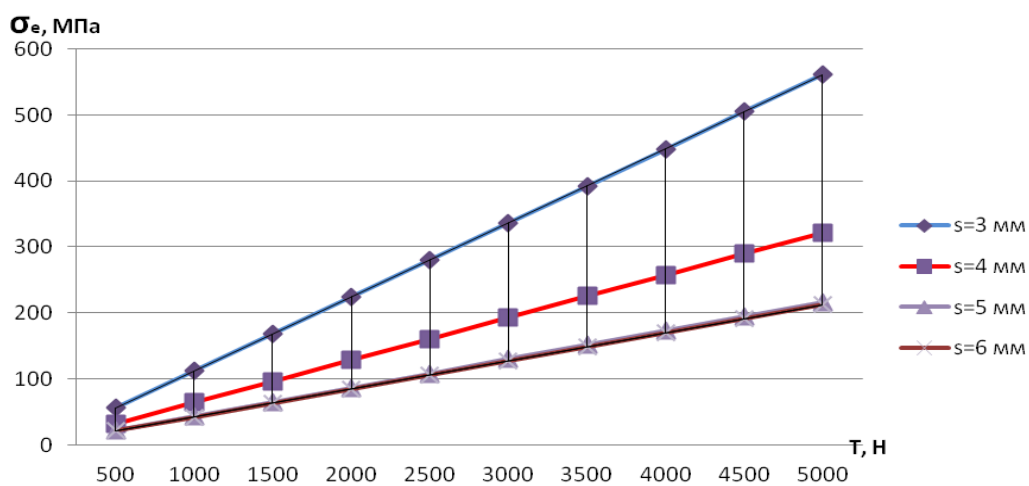


Рис.4.4. Картини напруженого стану адаптивного ЗЕ, отримані при товщині стінки кільцевого сегменту 3 мм (а), 4 мм (б), 5 мм (в) та 6мм (г)



а)

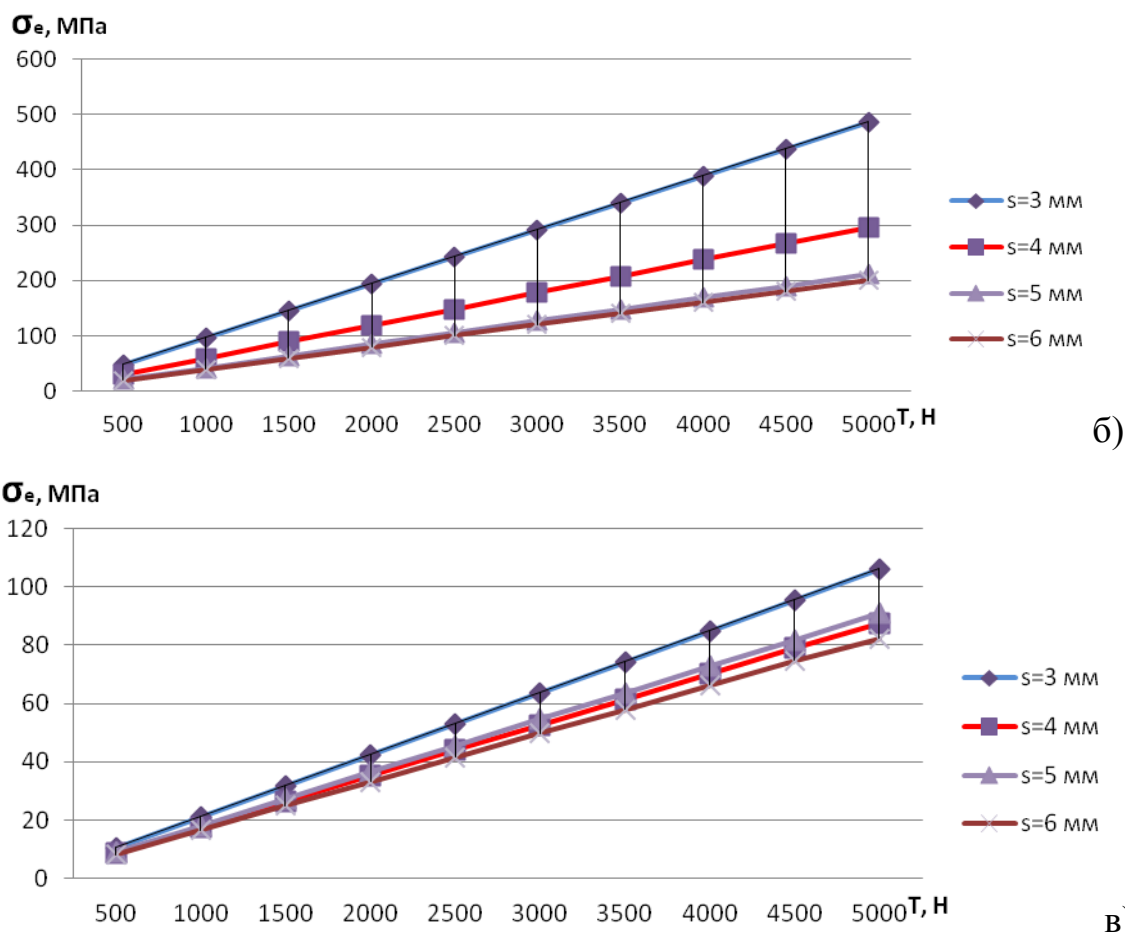


Рис.4.5. Графіки напруження в зоні деформації адаптивного ЗЕ від зусилля затиску при різній товщині стінки та діаметрах затиску 65мм (а), 71м (б) та 75мм (в)

4.2. Порівняльний аналіз картин напружено-деформованого стану зони затиску адаптивного затискного елемента та затискного елемента із жорсткою геометрією

Для коректного порівняння напружено деформованого стану ЗЕ обох типів в середовищі CAD-CAE системи було створено твердотільні моделі адаптивного ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією та застосовано до них відповідні граничні умови, приведені у п.3.1.1.

ЗЕ із жорсткою геометрією використовувався з розточкою під діаметр 75 мм. На рис.4.6. показано картини напруженого стану ЗЕ із жорсткою геометрією при затиску заготовок діаметром від 65 до 75 мм із зусиллям затиску, що припадає на один кулачок 5000 Н.

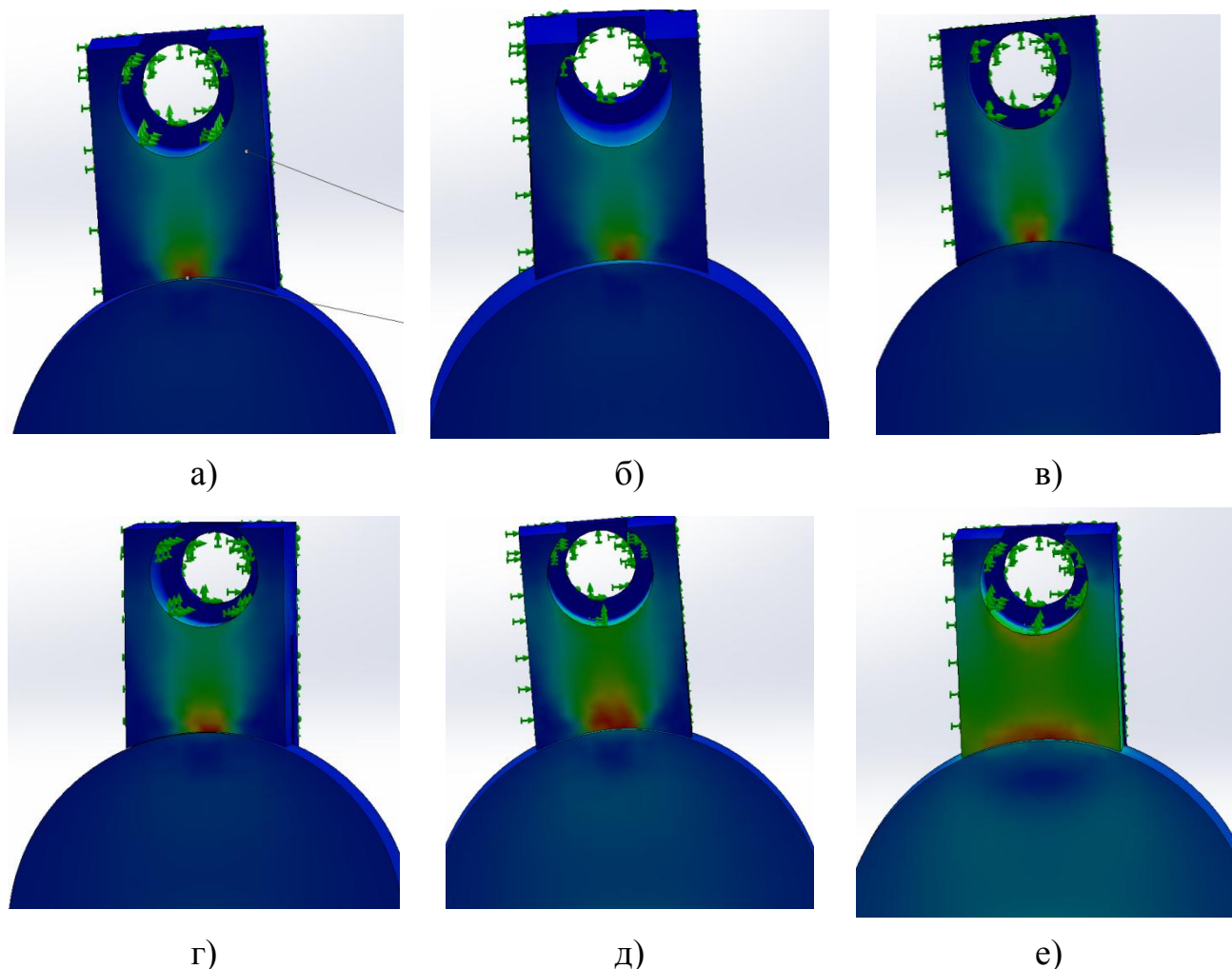


Рис. 4.6. Картина напруженого стану 3Е із жорсткою геометрією, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметрів затиску: а) - 65мм, б) - 67 мм, в) - 69 мм, г) - 71 мм, д) - 73 мм, е) - 75мм

Результати моделювання показали, що при затиску заготовок з діаметрами, які не відповідають діаметру розточки, в 3Е із жорсткою геометрією напруження досягають досить високих значень (рис.4.7). Зниження напруження спостерігається лише при умові затиску заготовки, діаметр якої співпадає з діаметром розточки (в даному випадку $D=75\text{мм}$), що свідчить про неповний контакт поверхонь затиску кулачка та заготовок, діаметр яких менший або більший від номінального діаметру розточки.

На рис.4.8. показані графічні залежності максимальних напружень, які виникають в зоні затиску адаптивного 3Е із жорсткою геометрією при затиску заготовки діаметрами 65 мм і 71мм при різних зусиллях затиску.

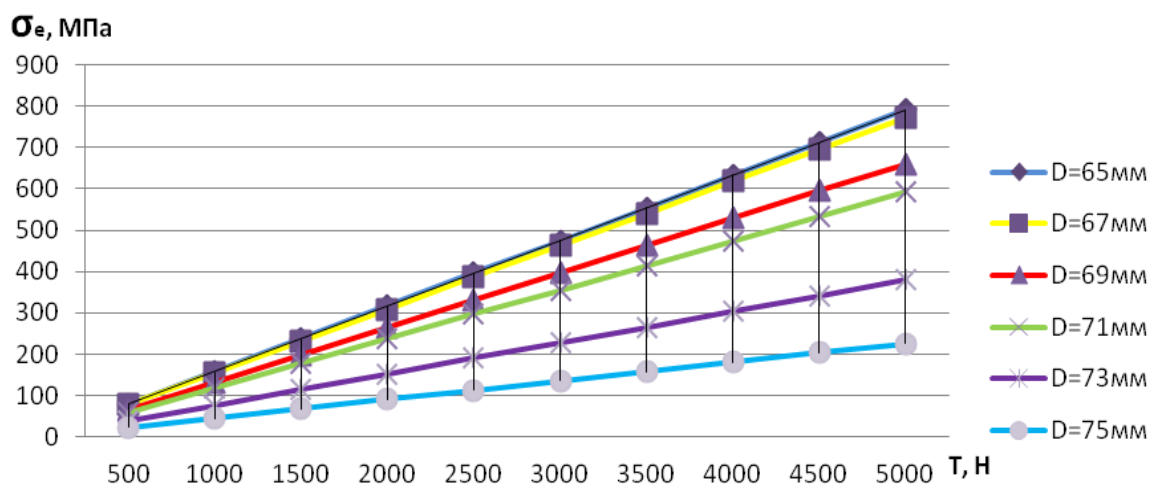


Рис. 4.7. Графіки залежності максимальних еквівалентних напружень σ_e в зоні затиску ЗЕ із жорсткою геометрією та заготовки від зусилля затиску T та діаметра затиску D

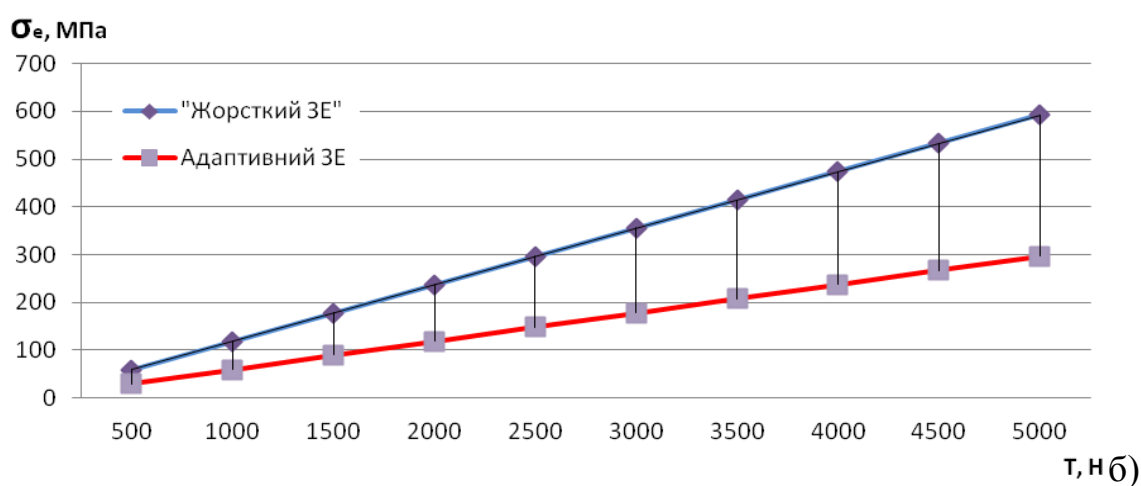
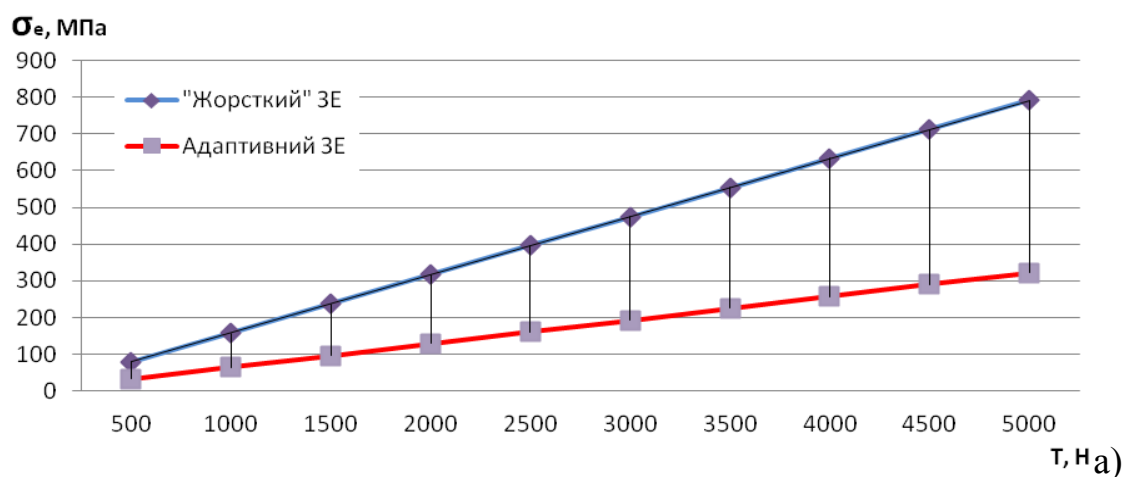


Рис. 4.8. Графіки залежності максимальних еквівалентних напружень σ_e в зоні затиску ЗЕ із жорсткою геометрією та адаптивного ЗЕ із заготовкою діаметром 65мм (а) та 71 мм (б), при різних зусиллях затиску

З рис.4.8 видно, що максимальні напруження в зоні затиску для діаметрів заготовок, які відмінні від діаметру розточки при використанні ЗЕ із жорсткою геометрією приблизно в 3 рази вищі, ніж при використанні ЗЕ адаптивного типу. При затиску деталі, діаметр якої дорівнює діаметру розточки, максимальні напруження в зоні контакту ЗЕ із жорсткою геометрією більші приблизно на 8-9% від максимальних напружень, які виникають в зоні контакту адаптивного ЗЕ (рис.4.9).

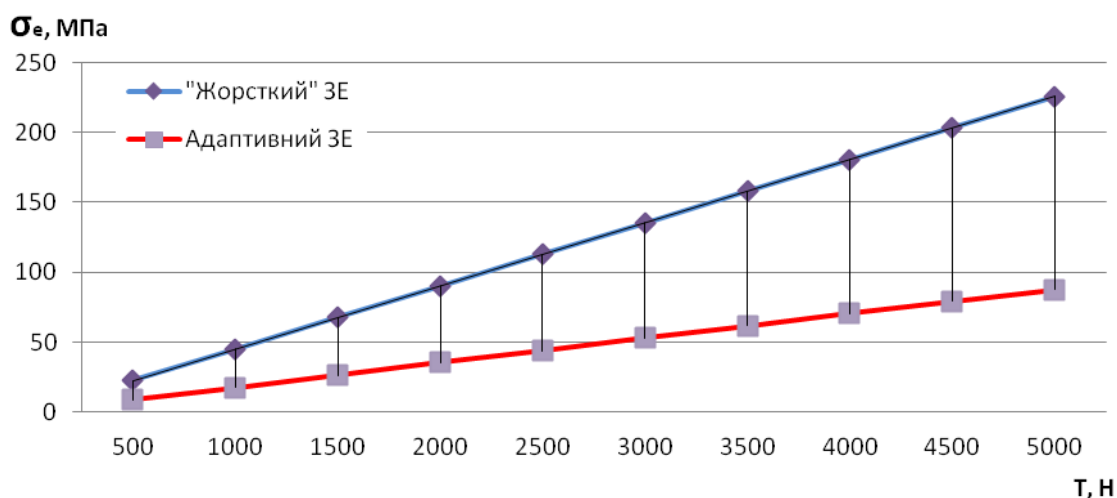


Рис. 4.9. Графіки залежності максимальних еквівалентних напружень σ_e в зоні затиску ЗЕ із жорсткою геометрією та адаптивного ЗЕ із заготовкою діаметром, що рівний діаметру розточки, при різних зусиллях затиску

4.3. Теоретичні дослідження напружено-деформованого стану кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка з використанням енергетичного методу

Результатами моделювання кільцевого сегменту зони адаптації ЗЕ, який при певних допущеннях являє собою защемлений з двох кінців криволінійний стержень (безшарнірну арку), що навантажений силою затиску, є напруження в перерізах кільцевого сегменту, які виникають в результаті дії внутрішніх зусиль.

Для визначення внутрішніх зусиль кільцевого сегменту зони адаптації ЗЕ розроблено прикладну обчислювальну програму «ADAPTATION_ZE», яка

базується на основі методики розрахунку безшарнірних арок, яка приведена у п. 3.1.2. розділу 3 дисертації. Програма дозволяє виконувати серію розрахунків кільцевого сегменту зони адаптації ЗЕ, вносячи у вихідні дні відповідні зміни.

Вихідними даними для розрахунку є:

- геометричні параметри системи (прогін l та стріла арки f);
- навантаження.

Для задання навантаження кільцевий сегмент розбивають на ділянки по навантаженню таким чином, щоб зосереджені сили було прикладене на границях ділянок. У комп'ютер вводиться число ділянок по навантаженню, координати X їх границь (вісь X вважається направленою вправо, а нуль на ній відповідає положенню лівої опори кільцевого сегменту), значення зосередженої сили на кордонах ділянок. Додатними вважаються сили, спрямовані вниз.

Алгоритм, реалізований в програмі передбачає змішаний метод з утворенням основної системи видаленням зв'язків на осі защемленого з обох боків кільцевого сегмента і введенням зв'язків на опорах. В результаті вантажний стан від дії вертикального навантаження будується для простої системи – балки з защемленим кінцем методом перетинів, для чого складено відповідний модуль в програмі. Групування зайвих невідомих дозволяє розбити отриману систему на дві незалежні системи, в одну з яких входять зусилля на осі защемленого з обох боків кільцевого сегмента, в іншу - повороти в опорах. Зайві невідомі на осі защемленого з обох боків кільцевого сегмента визначаються рівняннями методу сил. При обчисленнях за формулою Максвелла-Мора для статично невизначеного защемленого з обох боків кільцевого сегмента використовується наближене чисельне інтегрування за формулою Сімпсона на сітці з 32 ділянок, розбитих по довжині кільцевого сегмента.

Робота з програмою здійснюється в діалоговому режимі. Користувачеві потрібно вибирати із запропонованих меню потрібні пункти, вводити відповідні значення. Після закінчення введення даних програма пропонує їх перевірити і в разі необхідності внести виправлення. Результати розрахунку виводяться на екран

(і в файл протоколу розрахунку) у вигляді таблиць внутрішніх зусиль кільцевого сегмента зони адаптації ЗЕ, автоматично обраних програмою.

Протокол розрахунку внутрішніх зусиль в кільцевому сегменті адаптивного ЗЕ при максимальній силі затиску 5000 Н у програмі «ADAPTATION_ZE» приведений нижче.

**** ВИЗНАЧЕННЯ ВНУТРІШНІХ ЗУСИЛЬ В КІЛЬЦЕВОМУ СЕГМЕНТІ
АДАПТИВНОГО ЗАТИСКНОГО ЕЛЕМЕНТА ****

ВИХІДНІ ДАНІ:

Прогін: 26.000 мм Стріла арки: 3.000 мм

Положення границь ділянок по навантаженню:

Ділянка 1: $0.000 < X < 13.000$

Ділянка 2: $13.000 < X < 26.000$

Зосереджені сили:

На границі ділянок 1 і 2 прикладена сила -5000.000 Н

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ:

координати		Згинний момент Н·мм	Перерізує зусилля, Н	Поздовжнє зусилля, Н
X	Y			
0.00	0.00	-4.247e+03	+2.197e+03	+1.021e+04
3.25	1.35	+1.340e+03	+9.718e+02	+1.040e+04
6.50	2.28	+2.617e+03	-2.173e+02	+1.044e+04
9.75	2.82	-9.042e+00	-1.374e+03	+1.035e+04
12.97	3.00	-6.258e+03	-2.491e+03	+1.014e+04
13.03	3.00	-6.258e+03	+2.491e+03	+1.014e+04
16.25	2.82	-9.042e+00	+1.374e+03	+1.035e+04
19.50	2.28	+2.617e+03	+2.173e+02	+1.044e+04
22.75	1.35	+1.340e+03	-9.718e+02	+1.040e+04
26.00	0.00	-4.247e+03	-2.197e+03	+1.021e+04

Вертикальні реакції:

в лівій опорі: -2.500e+03 Н

в правій опорі: -2.500e+03 Н

Горизонтальний розпір: -1.014e+04 Н

Розрахунок виконано 23-01-2017 в 16:04

Результати розрахунку внутрішніх зусиль в кільцевому сегменті адаптивного ЗЕ при різних силах затиску за допомогою прикладної програми «ADAPTATION_ZE» приведені у табл.4.1.

Таблиця 4.1

Результати розрахунку внутрішніх зусиль в кільцевому сегменті адаптивного ЗЕ при різних силах затиску

Внутрішні зусилля	Координати									
	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
	0.00	3.25	6.5	9.75	12.97	13.03	16.25	19.50	22.75	26.00
	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y	Y
	0.00	1.35	2.28	2.82	3.00	3.00	2.82	2.28	1.35	0.00
Сила затиску T=1000 Н										
M, Н·мм	-849	268	523	-1,8	-1252	-1252	-1,8	523	268	-849
Q, Н	439	194	-43,5	-275	-498	498	275	43,5	-194	-439
N, Н	2042	2080	2088	2071	2029	2029	2071	2088	2080	2042
Сила затиску T=2000 Н										
M, Н·мм	-1699	536	1047	-3.6	-2503	-2503	-3.6	1047	536	-1699
Q, Н	879	389	-87	-550	-996	996	550	87	-389	-879
N, Н	4084	4160	4177	4142	4057	4057	4142	4177	4160	4084
Сила затиску T=3000 Н										
M, Н·мм	-2548	804	1570	-5,4	-3755	-3755	-5,4	1570	804	-2548
Q, Н	1318	583	-130	-824	-1495	1495	824	130	-583	-1318
N, Н	6127	6240	6265	6212	6086	6086	6212	6265	6240	6127
Сила затиску T=4000 Н										
M, Н·мм	-3397	1072	2093	-7,2	-5007	-5007	-7,2	2093	1072	-3397
Q, Н	1757	777	-174	-1099	-1993	1993	1099	174	-777	-1757
N, Н	8169	8320	8354	8283	8115	8115	8283	8354	8320	8169
Сила затиску T=5000 Н										
M, Н·мм	-4247	1340	2617	-9	-6258	-6258	-9	2617	1340	-4247
Q, Н	2197	971,8	-217,3	-1374	-2491	-2491	1374	217,3	-971,8	-2197
N, Н	10210	10400	10440	10350	10140	10140	10350	10440	10400	10210

Із приведених розрахунків видно, що найбільші значення згинних моментів та перерізуючих сил в кільцевому сегменті адаптивного ЗЕ при різних силах затиску мають місце в точці прикладання зусилля затиску. Окрім того, біля защемлень має місце значний ріст згинного моменту та перерізуючих сил.

При згині кільцевого сегменту окрім згинного моменту в поперечному перерізі діє також поздовжня сила, тому визначення напружень проводиться з врахуванням обох силових факторів. Для кільцевого сегменту, який можна рахувати стержнем малої кривизни, всі елементи якого являються позацентрово-стиснутими максимальне напруження визначається з залежністю [83]:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} + \frac{N}{F}, \quad (4.1)$$

де M – згинний момент в перерізі, визначений по розрахунковому поєднанню зусиль;

N – поздовжня сила в перерізі, визначена по розрахунковому поєднанню зусиль;

W – момент опору поперечного перерізу кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ;

A – площа поперечного перерізу кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ;

Момент опору та площа поперечного перерізу кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ визначаються за залежностями:

$$A = s \cdot B, \quad W = B \cdot s^2 / 6, \quad (4.2)$$

де s – товщини стінки кільцевого сегменту адаптивного ЗЕ, B – довжина бази затиску адаптивного ЗЕ.

Максимальні напруження $\sigma_{\max}$ у відповідності до результатів розрахунку внутрішніх зусиль в кільцевому сегменті адаптивного ЗЕ при різних силах затиску (табл. 4.1) будуть виникати в місці прикладання сили затиску, де значення згинного моменту M в перерізі, визначене по розрахунковому поєднанню зусиль, та значення поздовжньої сили N в перерізі, визначене по розрахунковому поєднанню зусиль, будуть максимальними.

Графічні залежності максимальних напружень $\sigma_{\max}$ від сили затиску T для різної товщини стінки s кільцевого сегменту адаптивного ЗЕ, отримані за результатами моделювання приведені на рис. 4.10.

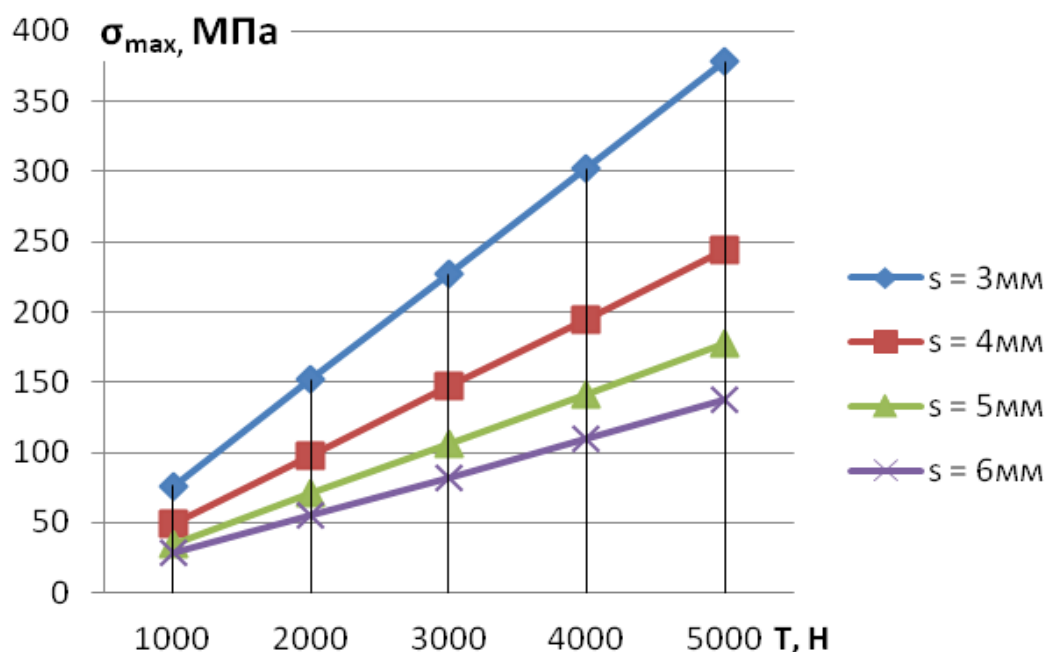


Рис. 4.10. Графіки залежності максимальних напружень $\sigma_{\max}$ від сили затиску T для різної товщини стінки s кільцевого сегменту адаптивного ЗЕ

Порівнявши графічні залежності отримані на рис. 4.10 та на рис.4.5, можна зробити висновки, що різниця між даними отриманими енергетичним методом та методом скінченних елементів складає від 10 до 25% .

4.4. Експериментальні дослідження адаптивних затискних елементів для оснащення токарних кулачкових патронів

4.4.1. Експериментальні дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка

Проведення досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка за методикою, описаною в п.3.2.1 було здійснено на дослідному стенді (рис.4.11).

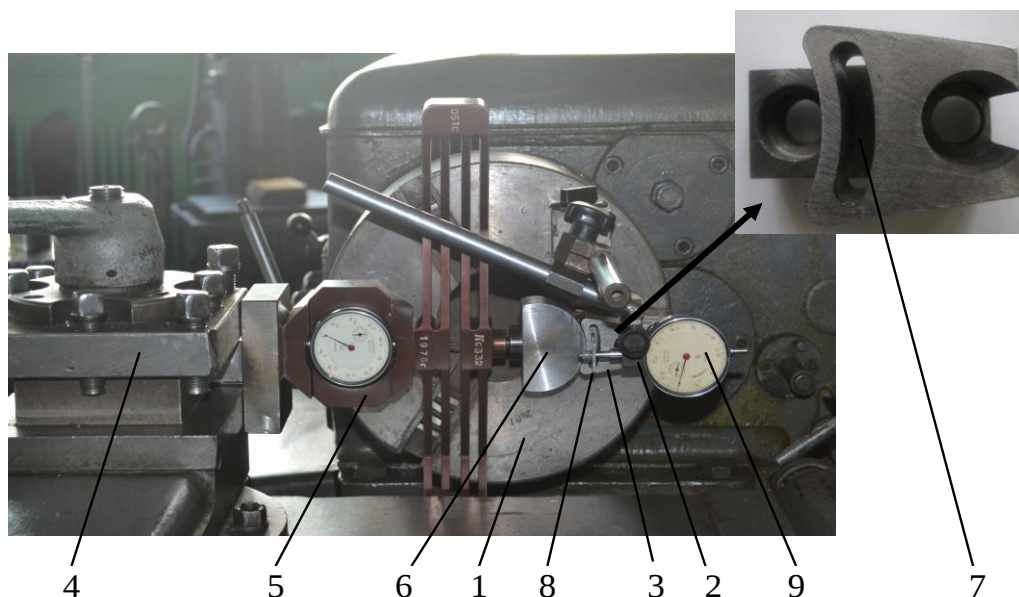


Рис.4.11. Експериментальний стенд для дослідження переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ: 1 - токарний самоцентрівний патрон; 2 - базовий кулачок; 3 - адаптивний ЗЕ; 4 - різцетримач токарно-гвинторізного верстата; 5 - динамометр камертонного типу; 6 - дослідна заготовка (оправка); 7 – порожнина адаптивного ЗЕ; 8 – планка; 9 - індикаторна головка

В результаті дослідів отримані значення переміщень залежно від навантаження і діаметра заготовки, їх середні значення, дисперсії паралельних дослідів. Перевірка однорідності дисперсій проводилася за критерієм Кохрена. Для встановлення виду емпіричної залежності за отриманими в результаті експерименту значеннями у вузлових точках з деякою похибкою, використовувався метод найменших квадратів – апроксимація поліномами.

В результаті комп'ютерної обробки експериментальних даних встановлена адекватність опису поліномами першої степені залежності переміщень для різних діаметрів заготовок від навантаження (рис. 4.12). Коефіцієнти кореляції для отриманих залежностей лежать в межах 0,99...0,999. Дослідженнями встановлено, що залежність переміщень від навантаження прямо пропорційна для різних діаметрів заготовок.

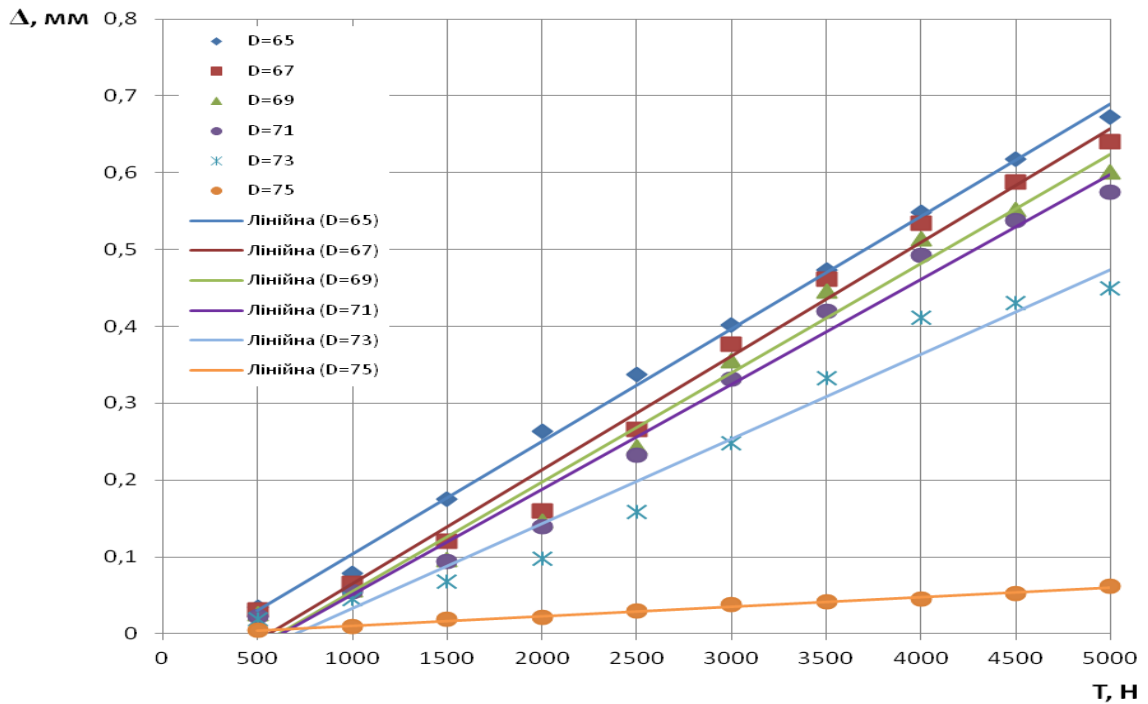
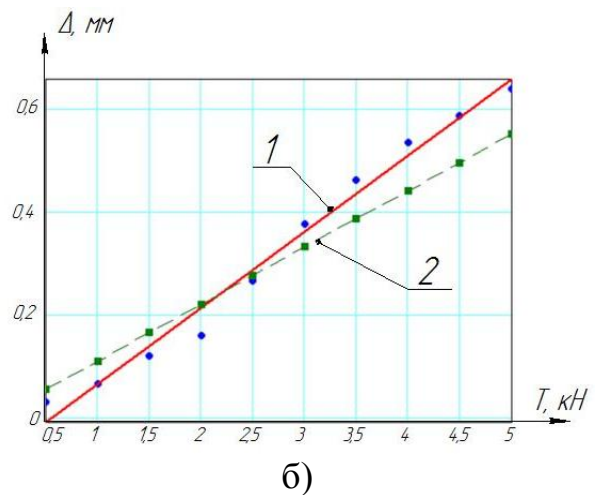
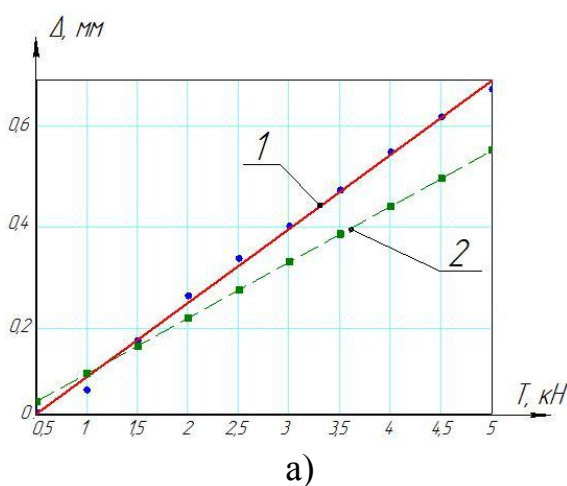
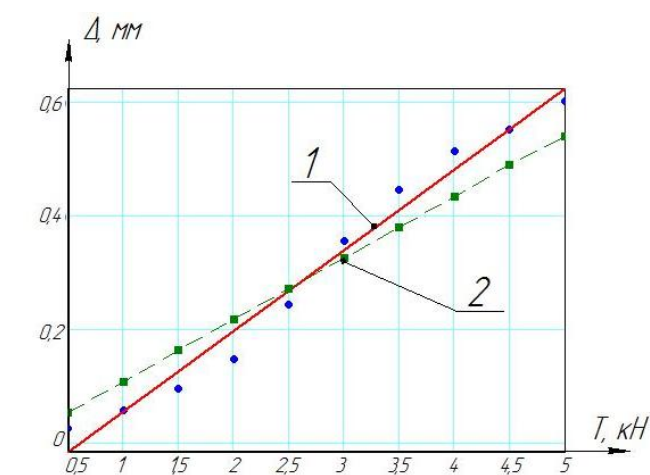


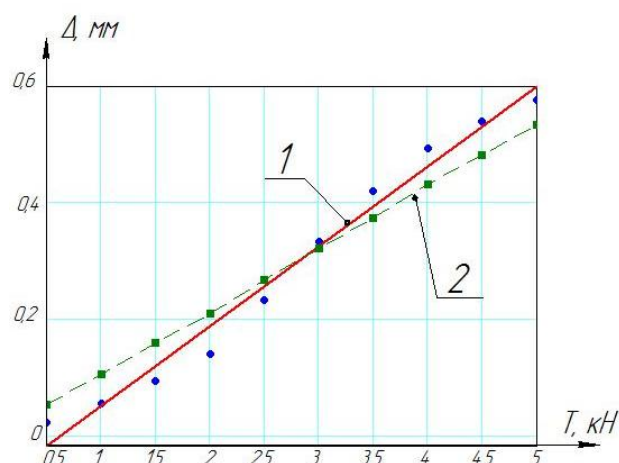
Рис.4.12. Графік залежності величини переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ від сили затиску для різних діаметрів оброблюваної заготовки

Проведено порівняння теоретичних досліджень, проведених за допомогою комп'ютерного моделювання методом скінченних елементів (рис. 4.13) та експериментальних даних. В результаті таких порівнянь було виявлено, що похибка між ними складає від 3 до 25%. Результати експериментальних досліджень підтвердили теоретичні розрахунки та показали, що затискна частина кулачка деформується в достатній мірі для повного прилягання поверхонь затиску кулачка та заготовки.

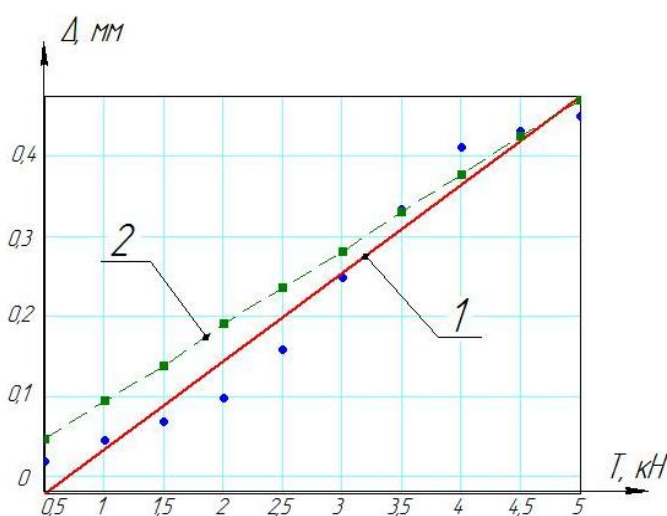




в)



г)



д)

Рис. 4.13. Графіки залежності переміщень найбільш деформованої частини кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ від сили затиску, визначені експериментально (1) та теоретично (2) для діаметра дослідної заготовки 65 мм (а), 67 мм (б), 69 мм (в), 71 мм (г), 73 мм (д)

4.4.2. Експериментальні дослідження радіального биття

Для проведення досліджень радіального биття оправок, затиснутих адаптивними ЗЕ та ЗЕ з жорсткою геометрією токарного патрона за схемою і методикою, описаною в п.3.2.2 було використано дослідний стенд показаний на рис.4.14. Для якіснішої оцінки залежності радіального биття від діаметру заготовки та зусилля затиску було проведено вимірювання при встановленні індикаторною головки 4 на кінці заготовки (100 мм від торця ЗЕ), а також на відстані 20 мм від торця заготовки (80 мм від торця ЗЕ).

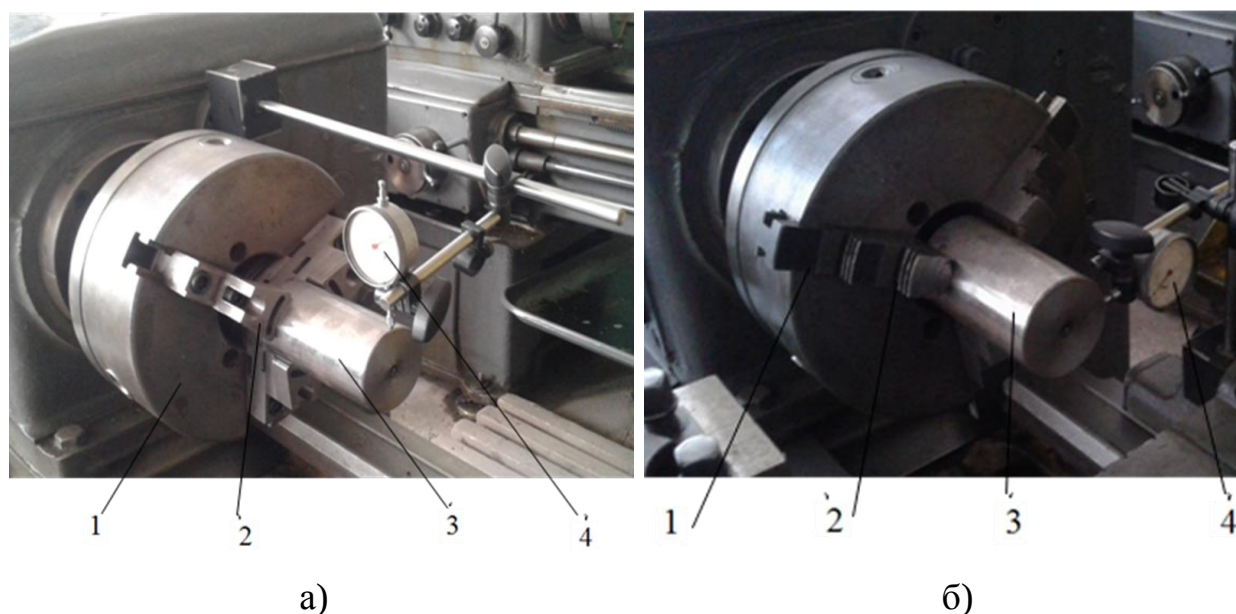
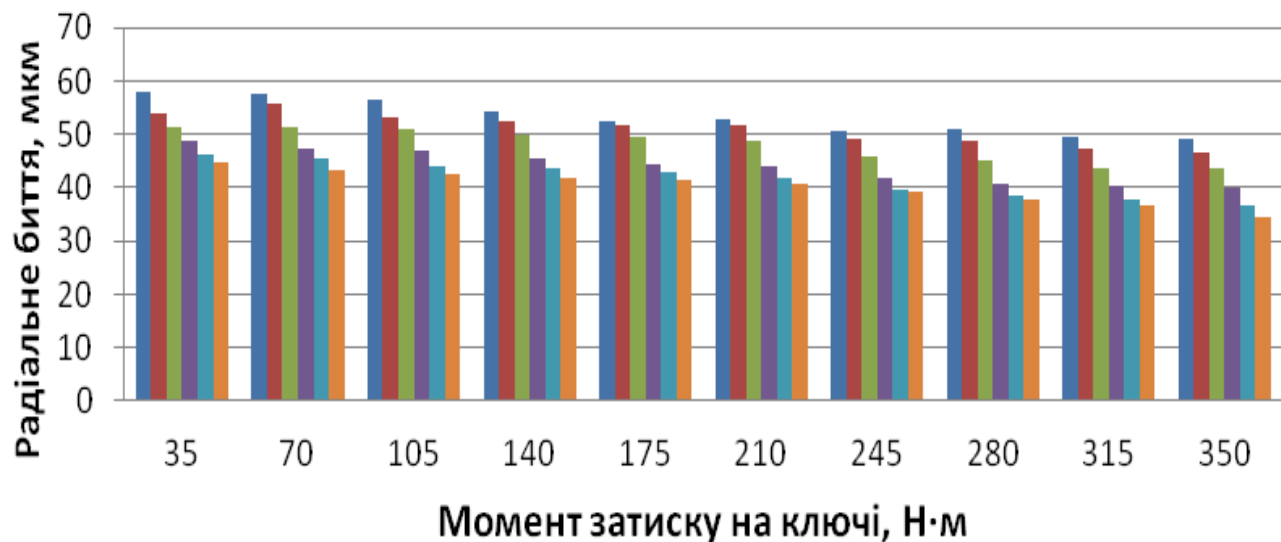


Рис. 4.14. Експериментальний стенд для вимірювання радіального биття оправок, закріплених в адаптивних ЗЕ (а) та ЗЕ із жорсткою геометрією (б):
 1– токарний патрон; 2 - адаптивний ЗЕ(а) або ЗЕ із жорсткою геометрією (б);
 3 - дослідна оправка; 4 - індикаторна головка

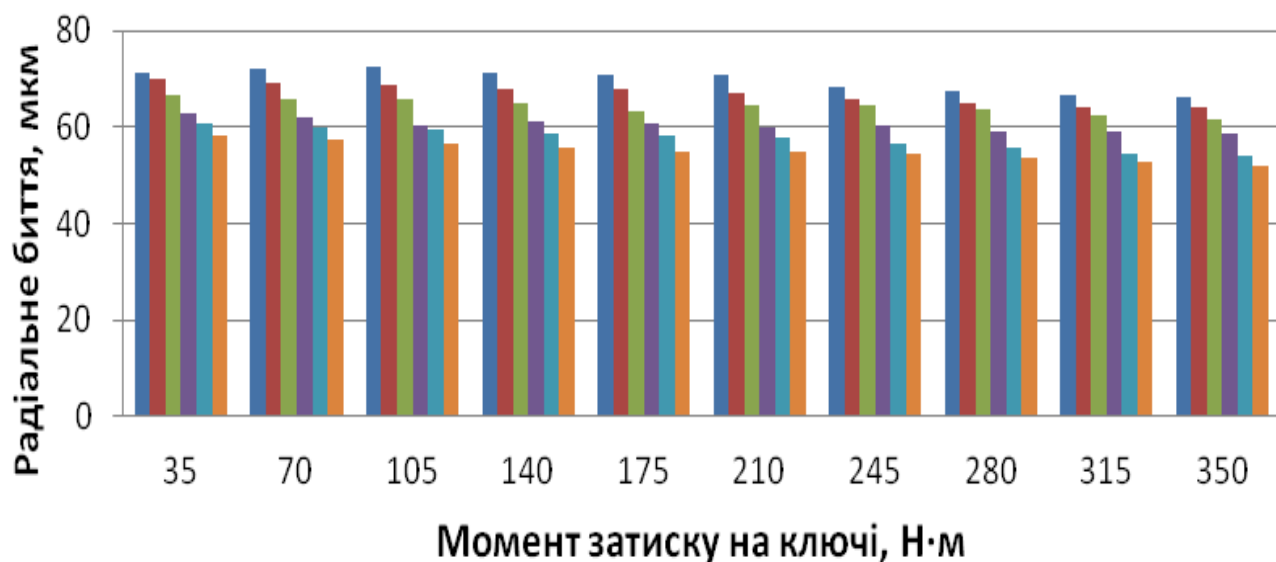
На рис.4.15,а показано величини радіального биття оправок, встановлених в адаптивні ЗЕ, виміряні індикаторною головкою розміщеною на відстані 20 мм від торця заготовки. Також отримані результати радіального биття оправок, встановлених в адаптивні ЗЕ, які виміряні індикаторною головкою розміщеною на торці заготовки (рис.4.15,б.)

Результати дослідження радіального биття оправок, встановлених в ЗЕ із жорсткою геометрією при встановленні індикаторної головки на відстані 20 мм від торця заготовки показані на рис.4.16,а. На рис. 4.16,б показано результати аналогічних досліджень при встановленні індикаторної головки на торці заготовки.



■ D=65 мм ■ D=67 мм ■ D=69 мм ■ D=71 мм ■ D=73 мм ■ D=75 мм

а)



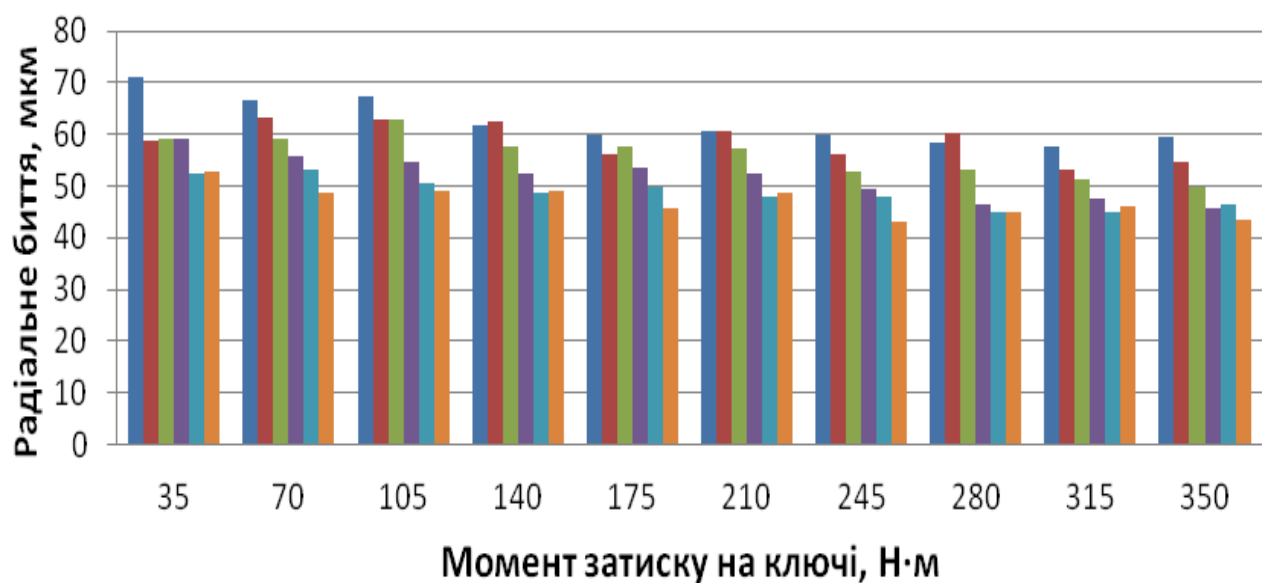
■ D=65 мм ■ D=67 мм ■ D=69 мм ■ D=71 мм ■ D=73 мм ■ D=75 мм

б)

Рис.4.15. Графіки залежності радіального биття від моменту затиску на ключі для діапазону діаметрів дослідних зразків D=65-75 мм, закріплених в адаптивних ЗЕ:

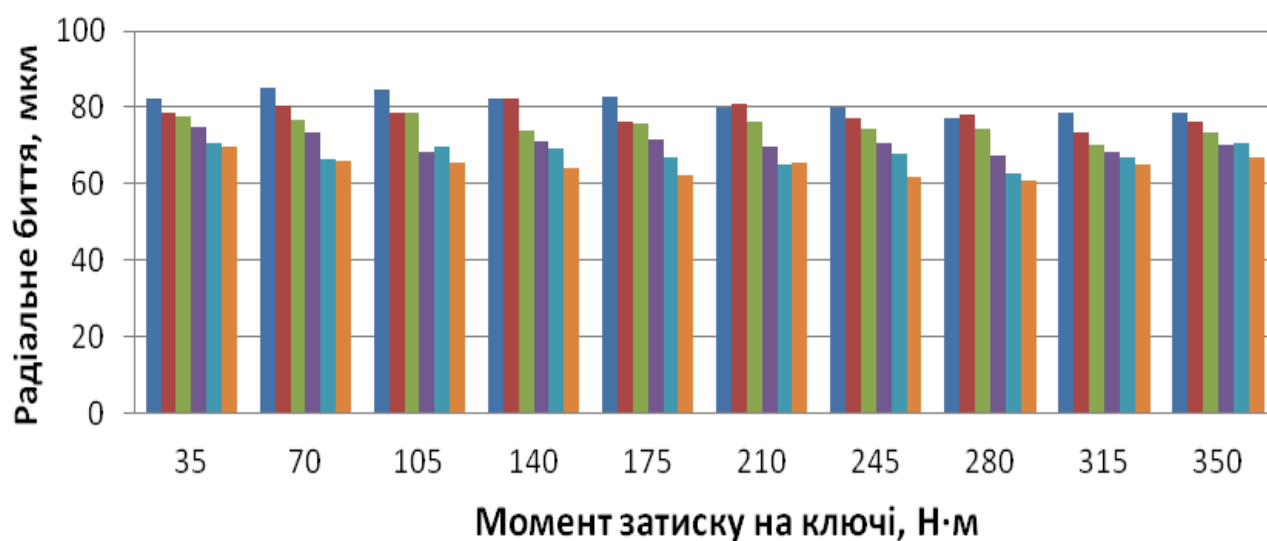
а - індикаторна головка розміщена на відстані 20 мм від торця оправки;

б- індикаторна головка розміщена на торці оправки



■ D=65 мм ■ D=67 мм ■ D=69 мм ■ D=71 мм ■ D=73 мм ■ D=75 мм

а)



■ D=65 мм ■ D=67 мм ■ D=69 мм ■ D=71 мм ■ D=73 мм ■ D=75 мм

б)

Рис.4.16. Графіки залежності радіального биття від зусилля затиску на ключі для діапазону діаметрів дослідних оправок D=65-75 мм, закріплених в ЗЕ із жорсткою геометрією: а) індикаторна головка розміщена на відстані 20 мм від торця заготовки; б) індикаторна головка розміщена на торці оправки

Різниця у відсотках між значеннями радіального биття оправок, закріплених в адаптивних ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією показана на рис.4.17.

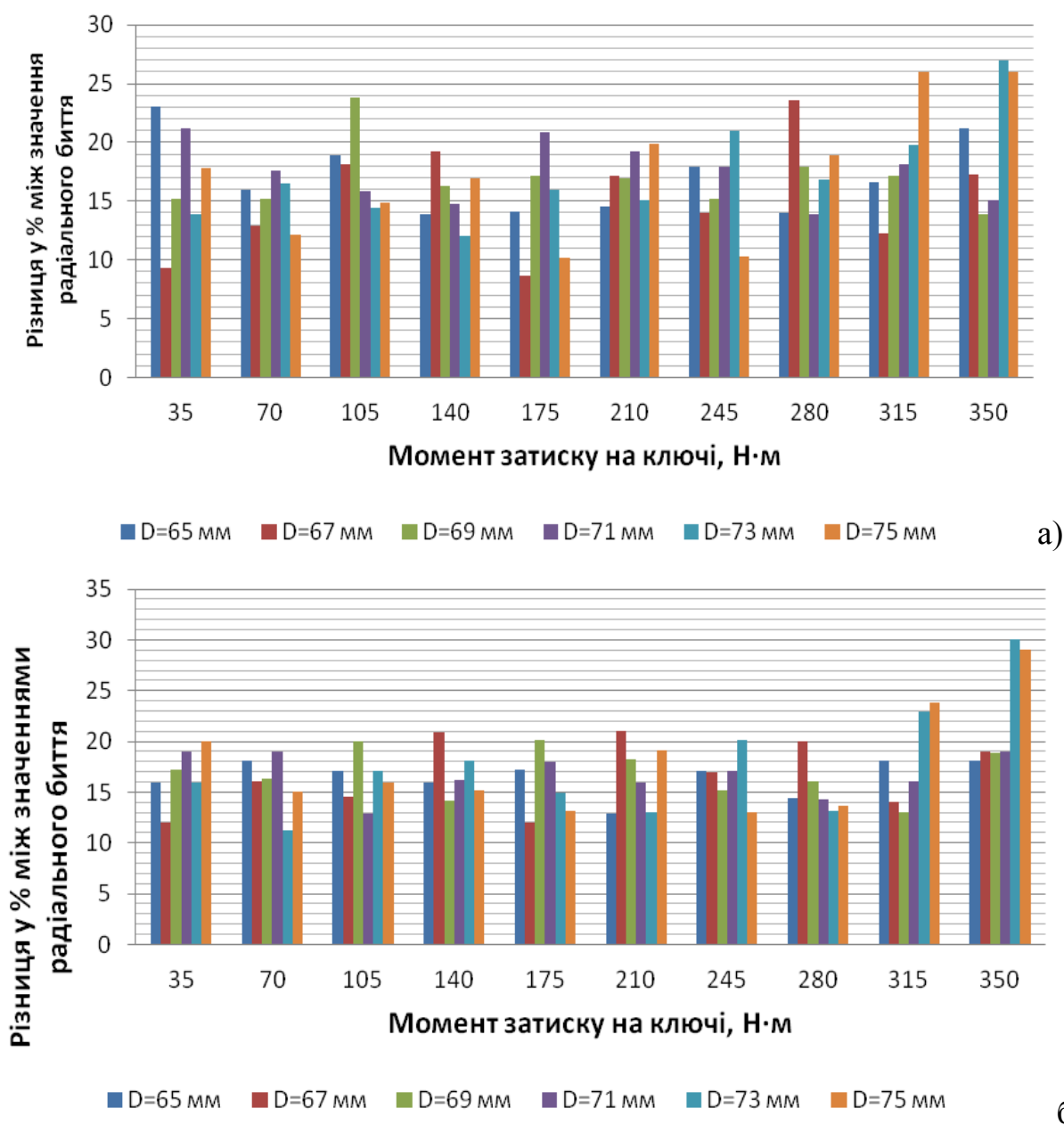
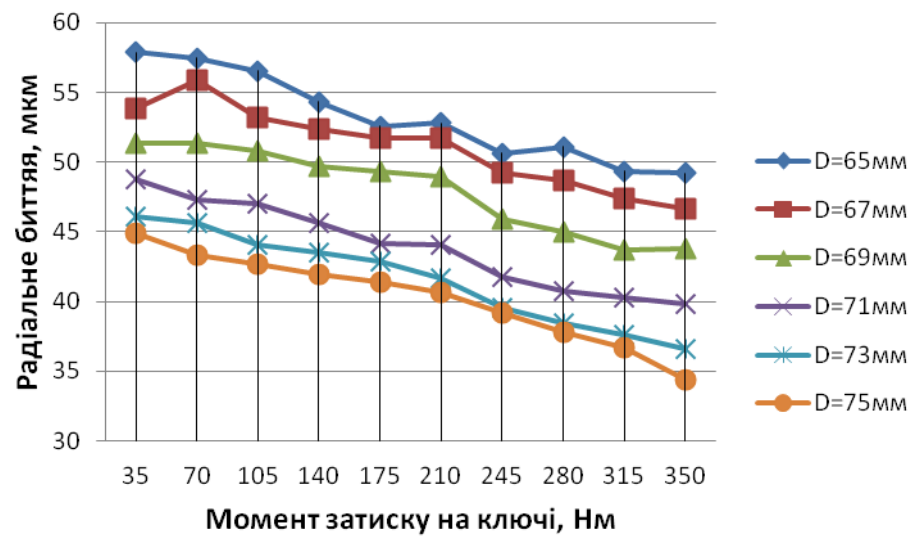


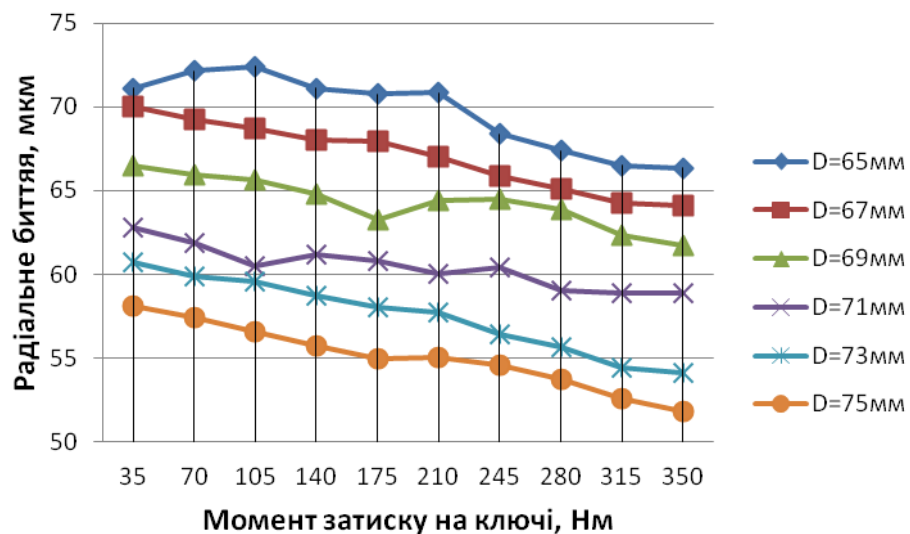
Рис. 4.17. Порівняння значень радіального биття у % для оправок, закріплених в адаптивних ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією при встановленні індикаторної головки на відстані 20 мм від торя заготовки (а), та при встановленні на торці заготовки (б)

З отриманих результатів експериментального дослідження радіального биття випливає, що використання адаптивних ЗЕ при закріпленні заготовок в токарних кулачкових патронах зменшує радіальне биття від 8,7% до 30,1% у порівнянні з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією, що відповідно підвищує якісні показники механічної обробки.

Крім того на основі експериментальних даних визначено вплив зусилля затиску на радіальне биття при зміні діаметру досліджуваних оправок та побудовані відповідні графічні залежності (рис.4.18)



а)



б)

Рис. 4.18. Графічні залежності радіального биття від зусилля затиску при зміні діаметру досліджуваних оправок, при їх закріплення в адаптивних ЗЕ

З рис.4.18. можна зробити висновок, величина радіального биття зменшується від 11 до 16 мкм при збільшенні діаметру оброблюваної заготовки від мінімального до максимального для даного діапазону діаметрів затиску та в 1,3 рази зменшується при збільшенні величини зусилля затиску в 10 раз.

4.4.3. Експериментальні дослідження радіальних відтискань

Експериментальні дослідження радіальних відтискань, викликаних силовим навантаженням, проводилися при різних зусиллях затиску затискного патрона, діаметрах оправок та положеннях адаптивного ЗЕ (рис.4.19).

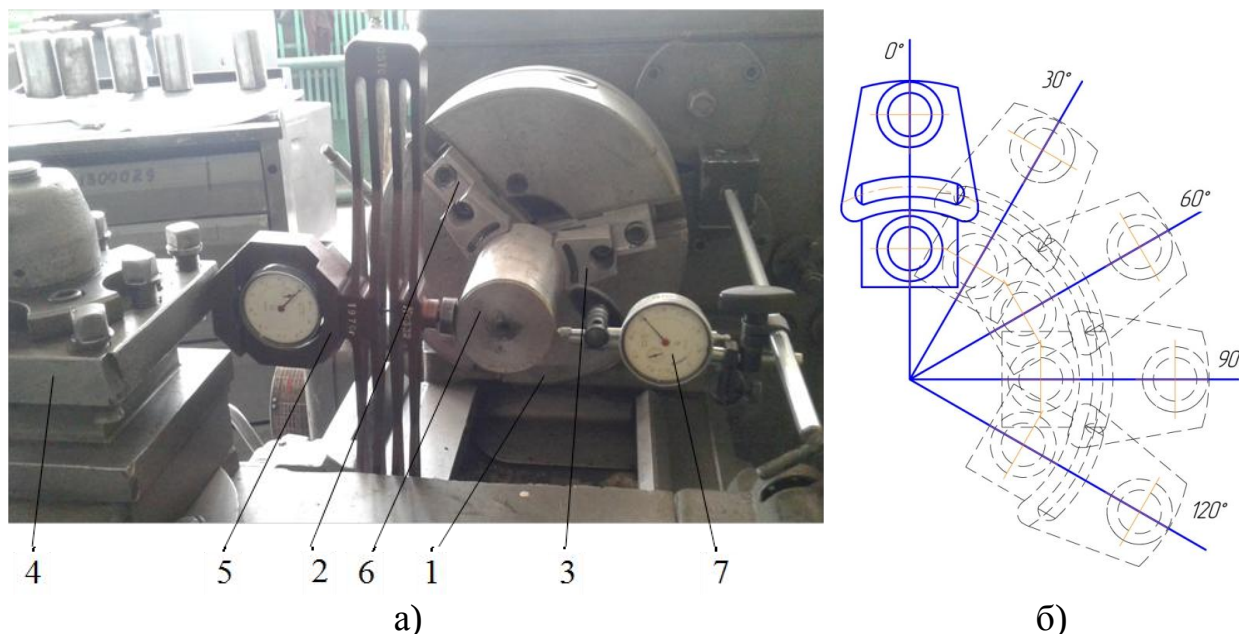


Рис.4.19. Експериментальний стенд для дослідження радіальних відтискань закріпленої заготовки (а) та варіанти положення адаптивного ЗЕ при вимірюванні радіальних відтискань (б): 1 - токарний самоцентрівний патрон; 2 - базовий ЗЕ; 3 - адаптивний ЗЕ; 4 - різцетримач токарно-гвинторізного верстата; 5 - динамометр камертонного типу; 6 - оправка; 7 – індикаторна головка

По оброблених за допомогою ЕОМ експериментальних даних отримані графічні залежності радіальних відтискань від прикладеного навантаження для пяти кутових положень токарного патрона та різних діаметрів оправок. На рисунку 4.20 приведені деякі графічні залежності величини радіального відтискання оправки від величини радіального навантаження та діаметра затиску. Решта результатів експериментальних досліджень радіальних відтискань приведені у додатку В.

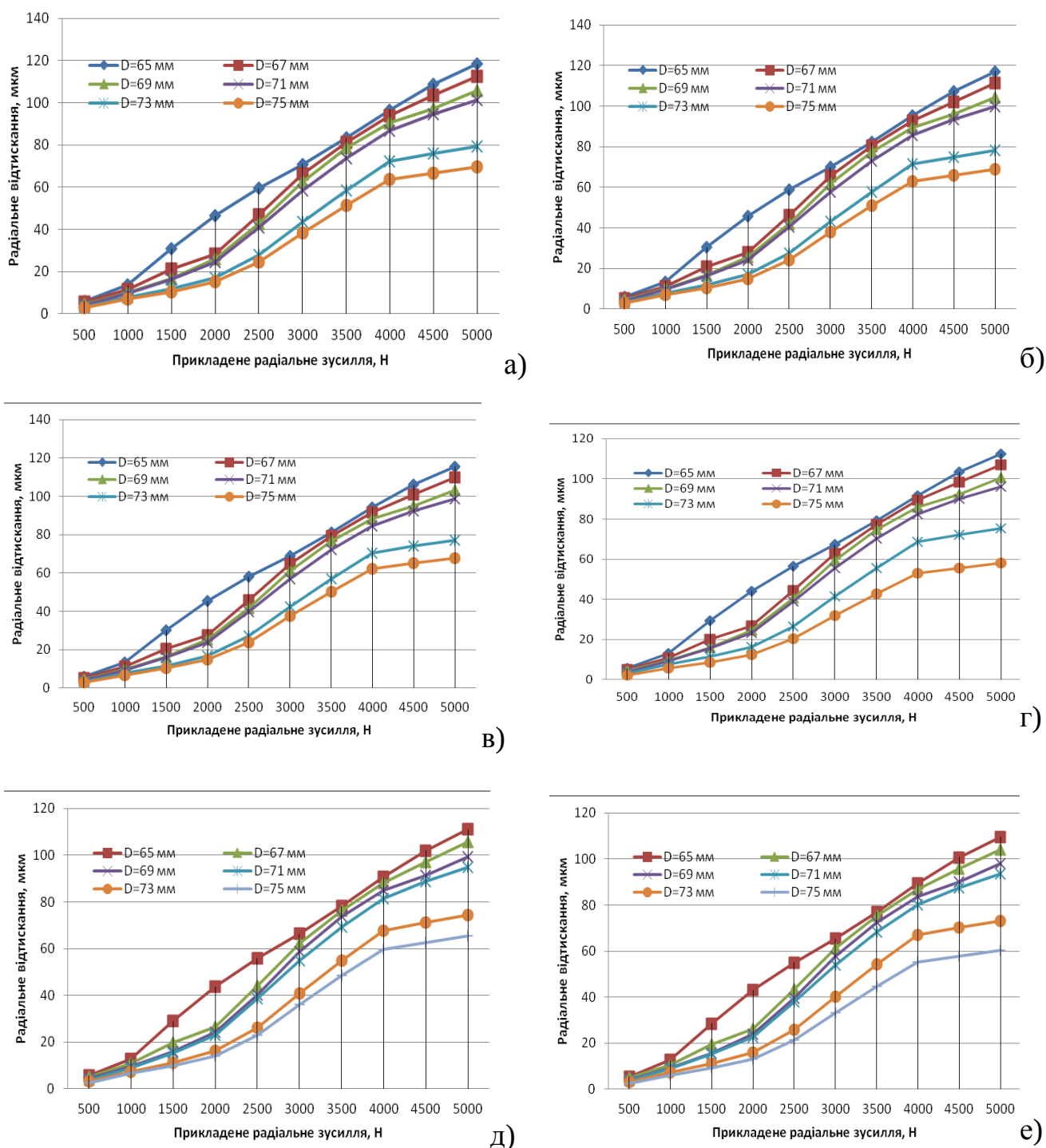


Рис.4.20. Графічне зображення залежності величини радіального відтискання оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при положенні адаптивного ЗЕ в 0° та 120° при зусиллі затиску: а - 35 Нм, б - 70 Нм, в - 105 Нм, г - 140 Нм, д - 175 Нм, е - 210 Нм

Аналіз залежностей радіальних відтискань оправок по куту повороту дозволяють зробити наступні висновки: величина відтискань оправок для різних діаметрів оправок різна через різну власну жорсткість оправок і площі контакту

адаптивного ЗЕ з оправками; різниця між величинами відтискання для різних положень адаптивного ЗЕ складає до 10%; відтискання оправок описуються емпіричними залежностями, дуже близькими до лінійних.

Аналогічні дослідження радіальних відтискань (рис.4.21), викликаних силовим навантаженням, проводилися при різних зусиллях затиску затискного патрона, діаметрах оправок та положеннях ЗЕ із жорсткою геометрією.

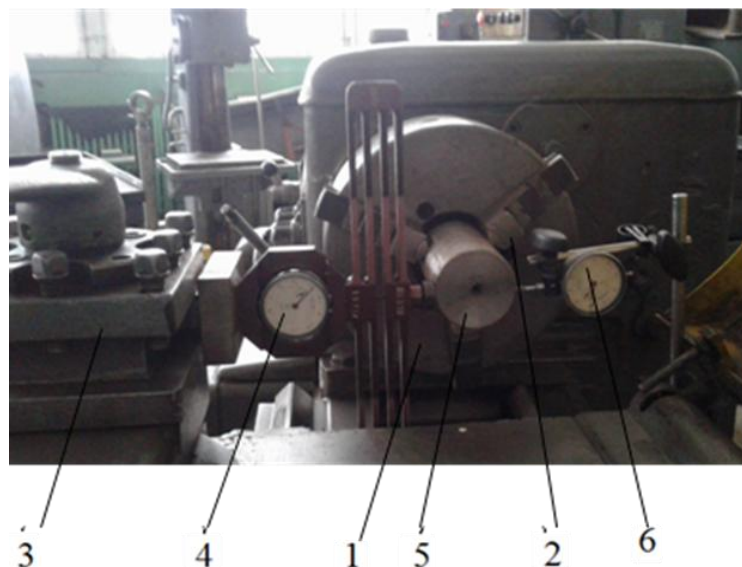
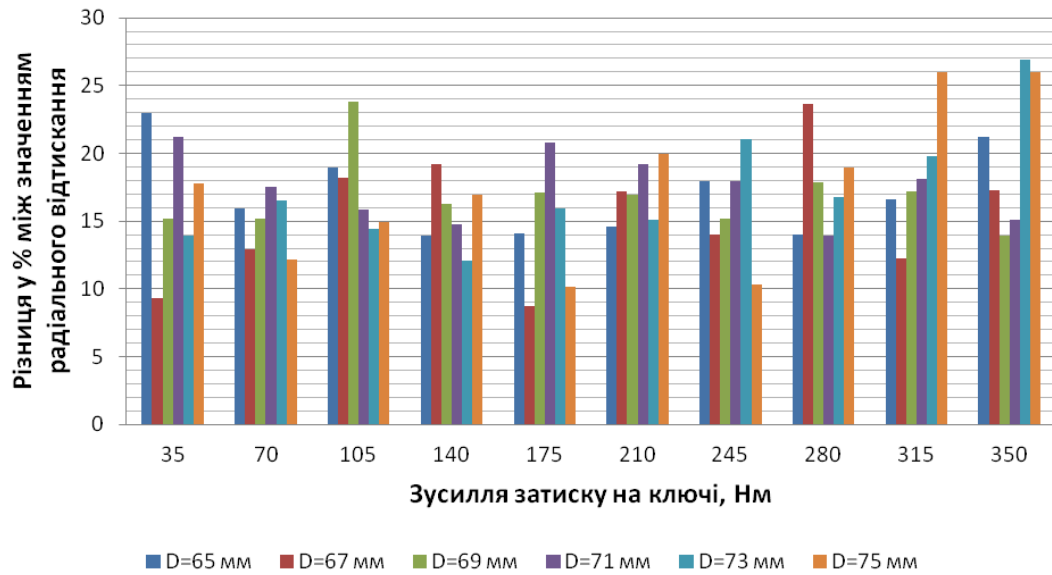


Рис.4.21. Експериментальний стенд для дослідження радіальних відтискань закріпленої заготовки з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією:

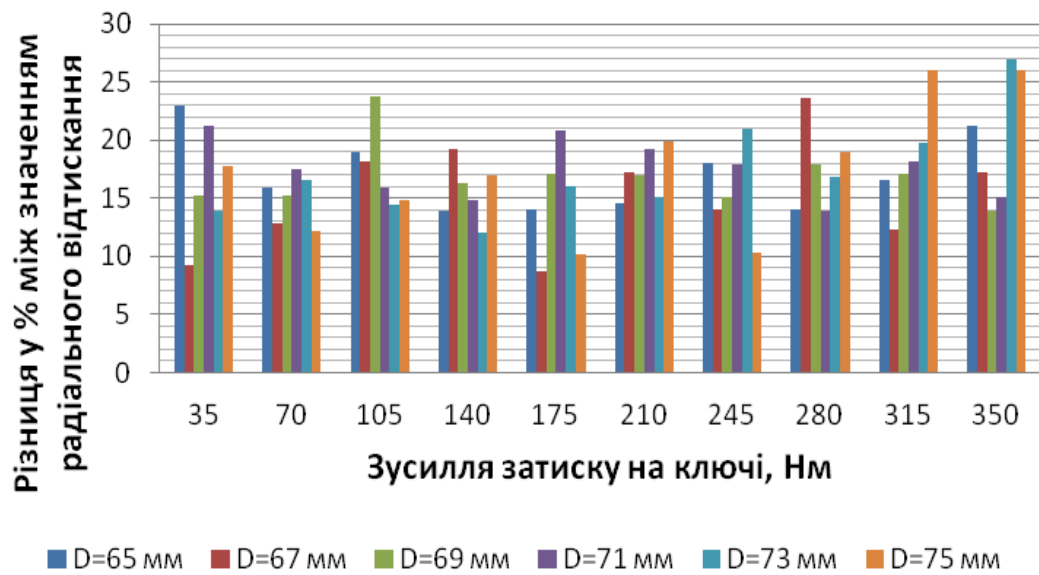
1 - токарний самоцентрівний патрон; 2 – ЗЕ із жорсткою геометрією; 3 - різцетримач токарно-гвинторізного верстата; 4- динамометр камертонного типу; 5 - оправка; 6 – індикаторна головка

Різниця у відсотках між результатами радіальних відтискань оправок, отриманими при закріпленні оправок в адаптивних ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією в залежності від зусилля затиску на ключі та положення ЗЕ наведені на рис.4.22.

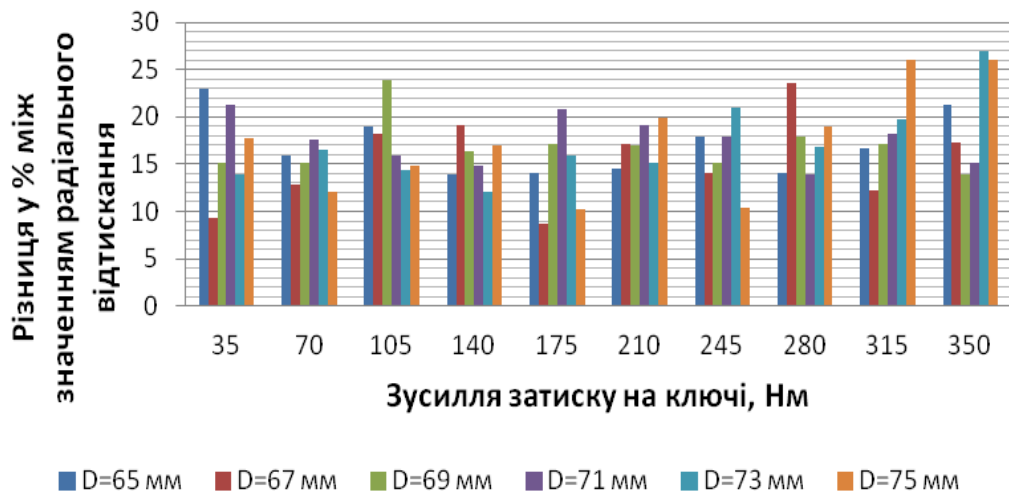
Із рис.4.22 можна зробити висновок, що використання адаптивних ЗЕ дозволяє зменшити радіальне відтискання заготовки від 10,2% до 25,6% в порівнянні з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією.



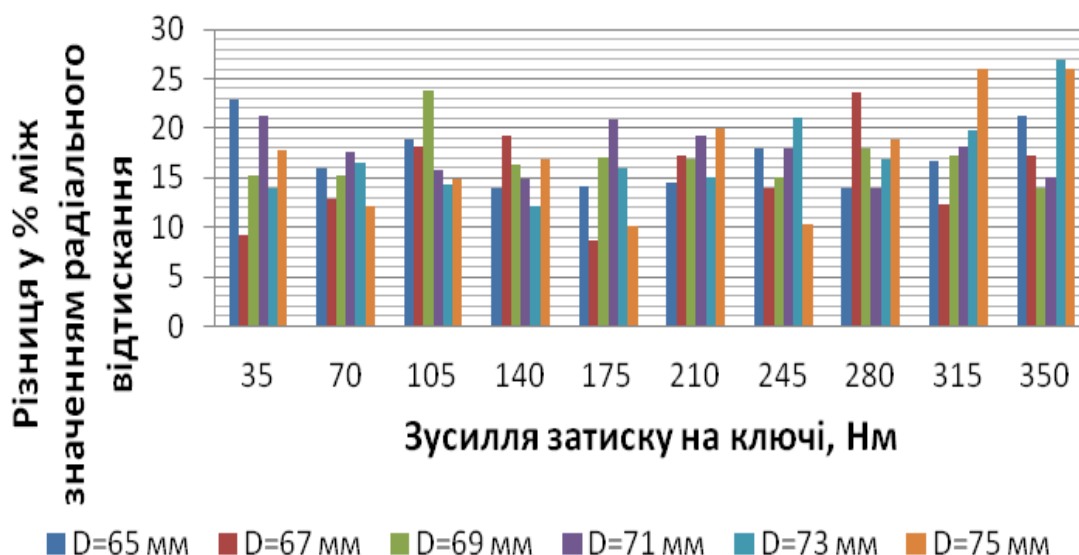
а)



б)



в)



г)

Рис.4.22. Різниця у відсотках між значеннями радіального відтискування для оправок закріплених в адаптивних ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією при положенні ЗЕ в 0° , 120° (а), 30° (б), 60° (в), 90° (г)

4.5. Висновки до розділу

1. Здійснено теоретичні дослідження зони деформації адаптивного ЗЕ, на основі яких визначено переміщення та еквівалентні напруження, значення яких розраховувалися по гіпотезі енергії зміни форми Ріхарда Фон Мізеса. Результати дослідження показали прямопропорційну лінійну залежність між навантаженнями, що діють на кулачок та максимальними еквівалентними напруженнями, що виникають в зоні затиску.

2. Проведено дослідження напружено-деформованого стану адаптивного ЗЕ в залежності від товщини стінки кільцевого сегменту зони затиску, на основі яких визначено оптимальну товщину стінки ЗЕ, яка дозволяє працювати в зоні пружних деформацій та забезпечувати максимальну адаптацію ЗЕ до поверхні затиску.

3. На основі комп'ютерного моделювання, отримано картину напруженого стану ЗЕ із жорсткою геометрією, та здійснено порівняння його характеристик із

характеристиками ЗЕ адаптивного типу.

4. Проведено експериментальні дослідження деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного затискного кулачка, якими підтверджено відповідні результати теоретичних досліджень.

5. Виконано експериментальні дослідження радіального биття адаптивного ЗЕ та ЗЕ із жорсткою геометрією при різних зусиллях затиску заготовки. Дані дослідження показали, що використання адаптивних ЗЕ при закріпленні заготовок в токарних кулачкових патронах зменшує радіальне биття від 8,7% до 30,1% у порівнянні з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією, що відповідно підвищує якісні показники механічної обробки.

6. На основі результатів експериментальних дослідження радіальних відтискань ЗЕ із жорсткою геометрією та адаптивного типу, зроблено порівняння даних показників в залежності від положення ЗЕ та зусилля затиску. Результати показали, що при закріпленні заготовки в адаптивному ЗЕ радіальне відтискання заготовки від 10,2% до 25,6% менше, в порівнянні з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією.

РОЗДІЛ 5. ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ З АДАПТИВНИМИ ЗАТИСКНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ З ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

5.1. Оцінка впливу параметрів обробки та діаметра затиску заготовки на формування динамічної похибки при обробці деталей, затиснутих у патроні

Динамічні похибки обробки деталі на верстаті, оснащеному токарним патроном із адаптивними ЗЕ, пов'язані в основному з відносними коливаннями інструменту і оброблюваної деталі. Динамічну складову похибки обробки (динамічну точність) можна характеризувати відхиленнями геометричної форми деталі в поперечному перетині (по ГОСТ 24643-81), що викликається відносними зміщеннями інструменту і заготовки при різанні [70]. Тому проведення експериментальних досліджень для виявлення впливу параметрів обробки та діаметра затиску заготовки адаптивними ЗЕ на формування динамічної похибки (похибки форми) дасть змогу повніше розкрити технологічні можливості верстату, оснащеного затискним патроном з такими ЗЕ, і забезпечити потрібну якість обробки з найменшими затратами.



Рис. 5.1. Обробка деталі, затиснутої у адаптивних ЗЕ, на токарно-винторізному верстаті мод. 1К62

Реалізація плану експерименту проведена у лабораторних умовах Технічного коледжу ТНТУ ім. І. Пулюя. Оброблялися деталі по режимах згідно розробленого плану експерименту із конструкційної сталі 45 на токарно-гвинторізному верстаті мод. 1К62, оснащеному токарним патроном із дослідним зразком адаптивного ЗЕ (рис.5.1).

Деталі мали циліндричну

форму різного діаметра (згідно плану експерименту) і довжину 100 мм. Відхилення від круглості оброблених деталей здійснювалося в контрольній лабораторії ТНТУ ім. І. Пулюя.

Круглограми записувалися на діаграмних дисках в полярних координатах з шириною поля 30 мм і збільшенням $\times 500$ на віддалі 25 мм від торця проточеної частини експериментальних зразків (рис.5.2).

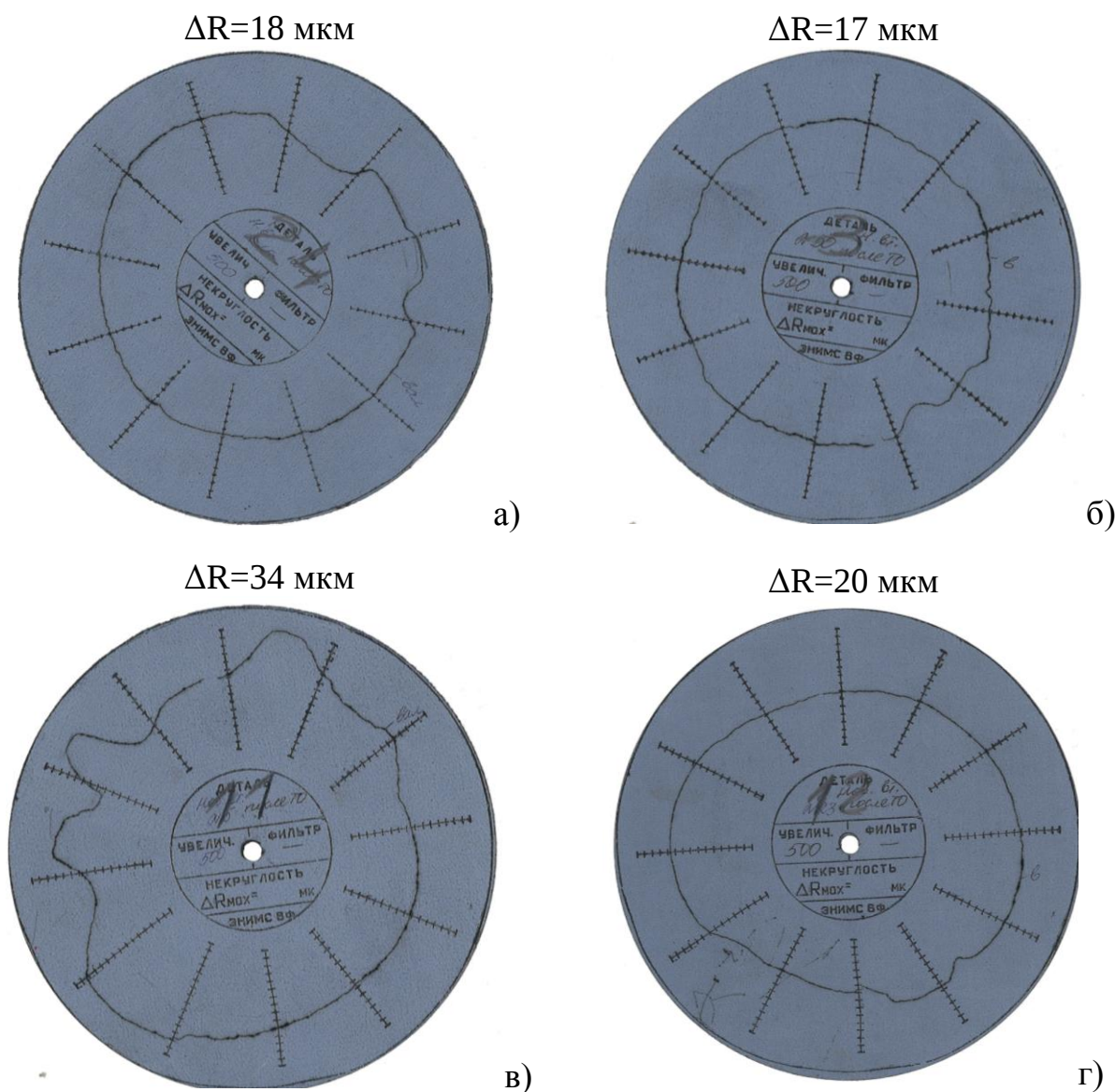
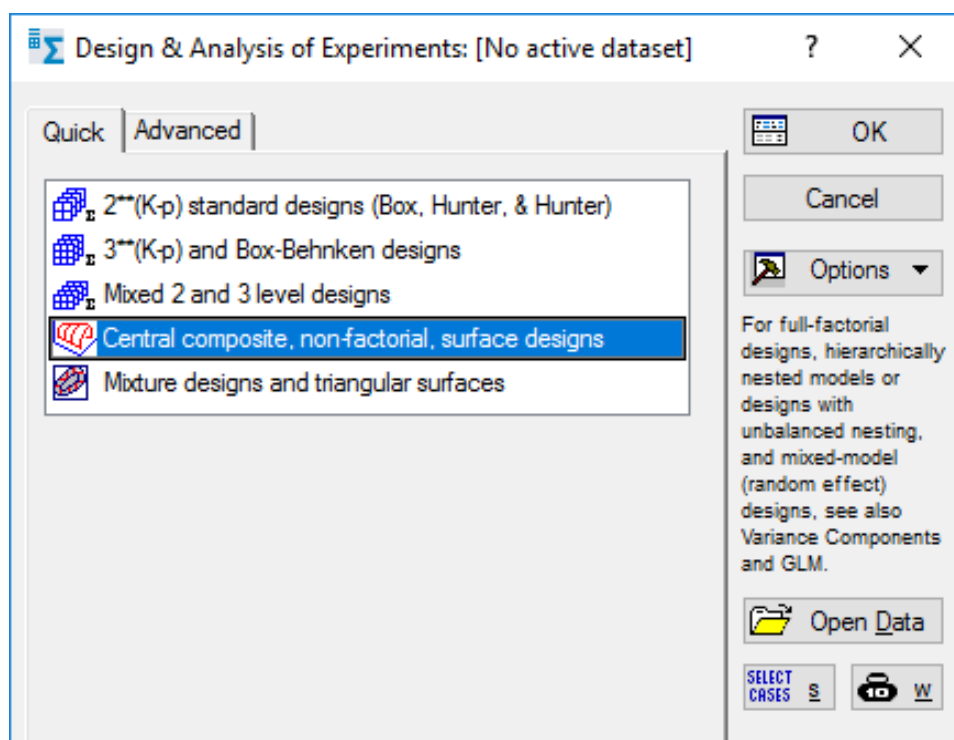


Рис. 5.2. Круглограми оброблених поверхонь деталей на верстаті мод.1К62:

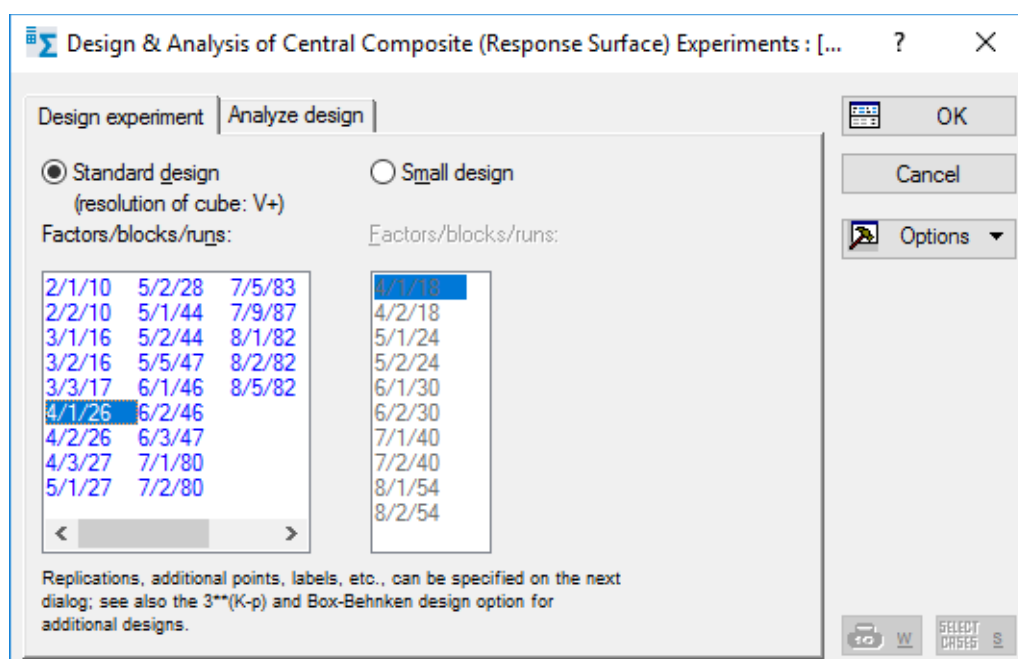
а – діаметр затиску 75 мм, $t=0,4$ мм, $s=0,17$ мм/об, $V=1000$ об/хв; б - діаметр затиску 65 мм, $t=0,4$ мм, $s=0,11$ мм/об, $V=590$ об/хв; в - діаметр затиску 65 мм, $t=1,4$ мм, $s=0,11$ мм/об, $V=1000$ об/хв; г - діаметр затиску 75 мм, $t=1,8$ мм, $s=0,11$ мм/об, $V=1000$ об/хв.

Отримані відхилення від круглості згідно плану експерименту є точками відгуку системи на дію кожного окремого сполучення факторів, подальший аналіз яких проводився за допомогою спеціального пакету прикладних програм на ПК.

Аналіз результатів експерименту здійснювався за допомогою ПК з використанням програмного модуля «Виробнича статистика і експериментальний дизайн» спеціального пакету прикладних програм. Запуск плану експерименту і діалогове вікно задання його параметрів приведені на рис.5.3.



a)



b)

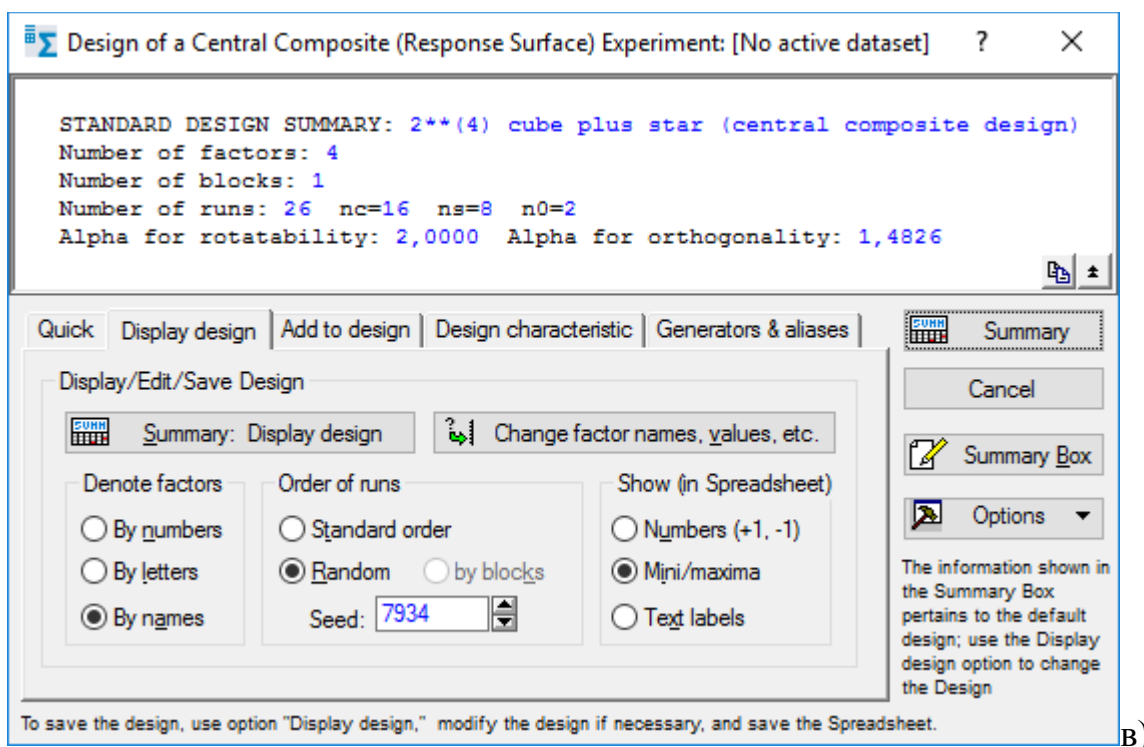


Рис. 5.3. Діалогові вікна запуску (а), вибору кількості факторів та типу експерименту (б) і задання параметрів (в) центрального композиційного рототабельного плану експерименту

Факторам $\bar{X}_1$, $\bar{X}_2$, $\bar{X}_3$, $\bar{X}_4$ присвоєні імена «S», «V», «t», «D» відповідно і введені їх верхні і нижні значення, та значення в центрі плану експерименту (рис.5.4).

Summary for Variables (Factors)								
Summary for Variables (Factors)								
To change labels, values, etc., type in the desired changes, then click OK.								
Factor	Factor Name	Low Value	Low Label	Center Value	Center Label	High Value	High Label	Star Label
A (1)	S	0,11	Low	0,17	CenterPt	0,23	High	StarLc
B (2)	V	590	Low	800	CenterPt	1000	High	StarLc
C (3)	t	0,4	Low	1,1	CenterPt	1,8	High	StarLc
D (4)	D	65	Low	70	CenterPt	75	High	StarLc

Рис. 5.4. Діалогове вікно введення значень рівнів факторів

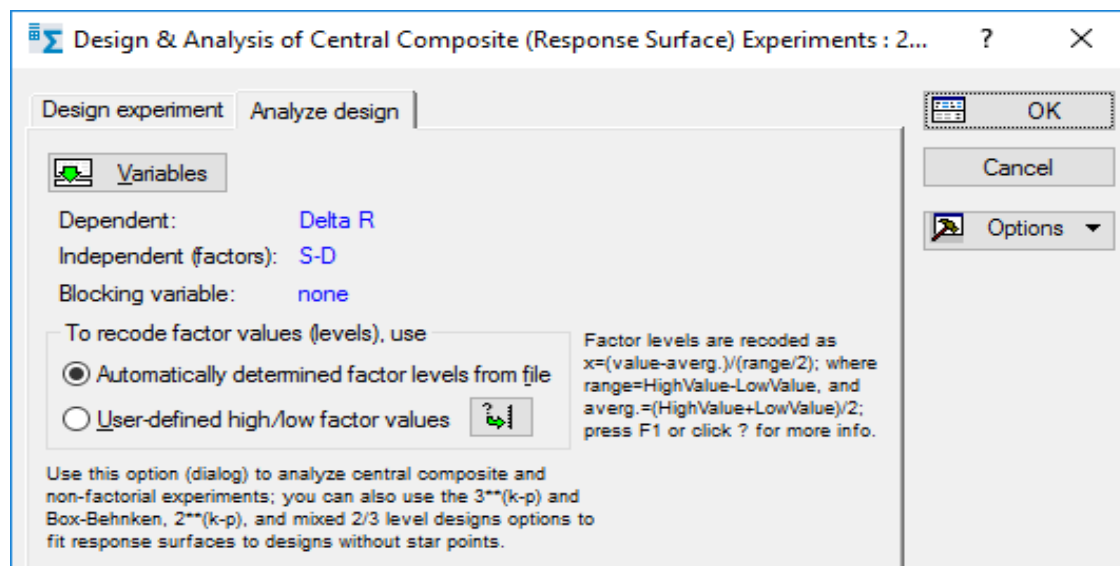
У автоматично створену таблицю даних плану експерименту було введено середнє значення відхилення від круглості по результатах обробки паралельних дослідів проведеного експерименту, якому присвоєно ім'я «Delta R» (табл.5.1).

Таблиця 5.1

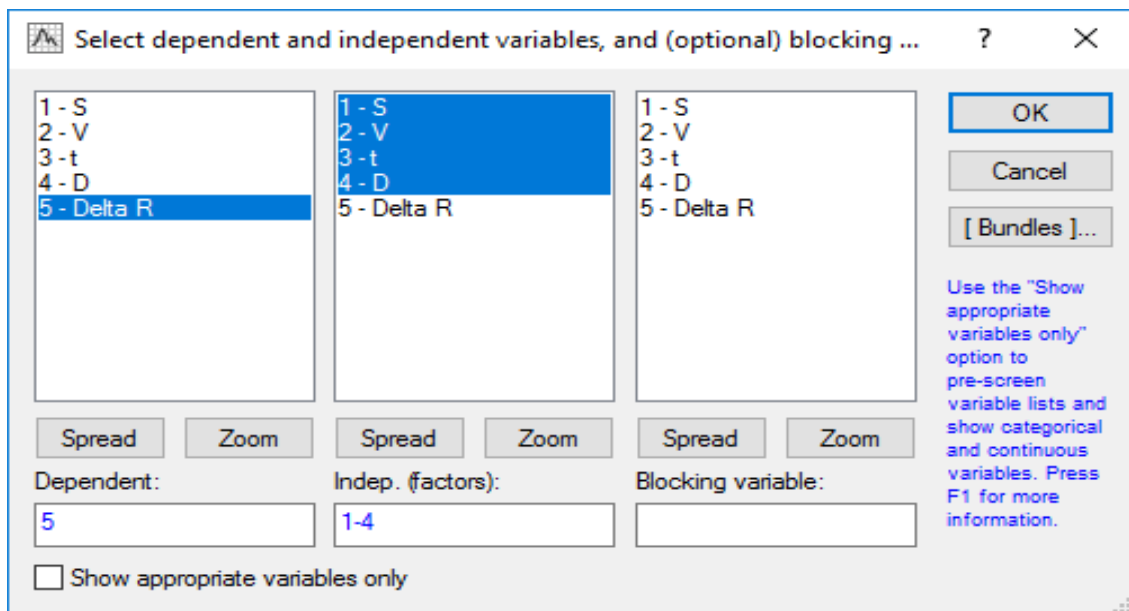
План та результати експерименту

	№	S, мм/об	V, об/хв	t, мм	D, мм	Delta R, мкм
4	1	0,110000	590,000	1,800000	75,00000	26
7	2	0,110000	1000,000	1,800000	65,00000	24
20	3	0,170000	1210,000	1,100000	70,00000	21
13	4	0,230000	1000,000	0,400000	65,00000	19
16	5	0,230000	1000,000	1,800000	75,00000	30
26 (C)	6	0,170000	800,000	1,100000	70,00000	23
25 (C)	7	0,170000	800,000	1,100000	70,00000	23
17	8	0,050000	800,000	1,100000	70,00000	7
1	9	0,110000	590,000	0,400000	65,00000	17
18	10	0,290000	800,000	1,100000	70,00000	32
23	11	0,170000	800,000	1,100000	60,00000	22
14	12	0,230000	1000,000	0,400000	75,00000	18
2	13	0,110000	590,000	0,400000	75,00000	16
15	14	0,230000	1000,000	1,800000	65,00000	28
5	15	0,110000	1000,000	0,400000	65,00000	14
10	16	0,230000	590,000	0,400000	75,00000	26
19	17	0,170000	390,000	1,100000	70,00000	24
6	18	0,110000	1000,000	-0,300000	75,00000	10
22	19	0,170000	800,000	2,500000	70,00000	35
3	20	0,110000	590,000	1,800000	65,00000	23
8	21	0,110000	1000,000	1,800000	75,00000	20
21	22	0,170000	800,000	0,400000	70,00000	16
12	23	0,230000	590,000	1,800000	75,00000	31
9	24	0,230000	590,000	0,400000	65,00000	23
11	25	0,230000	590,000	1,800000	65,00000	29
24	26	0,170000	800,000	1,100000	80,00000	22

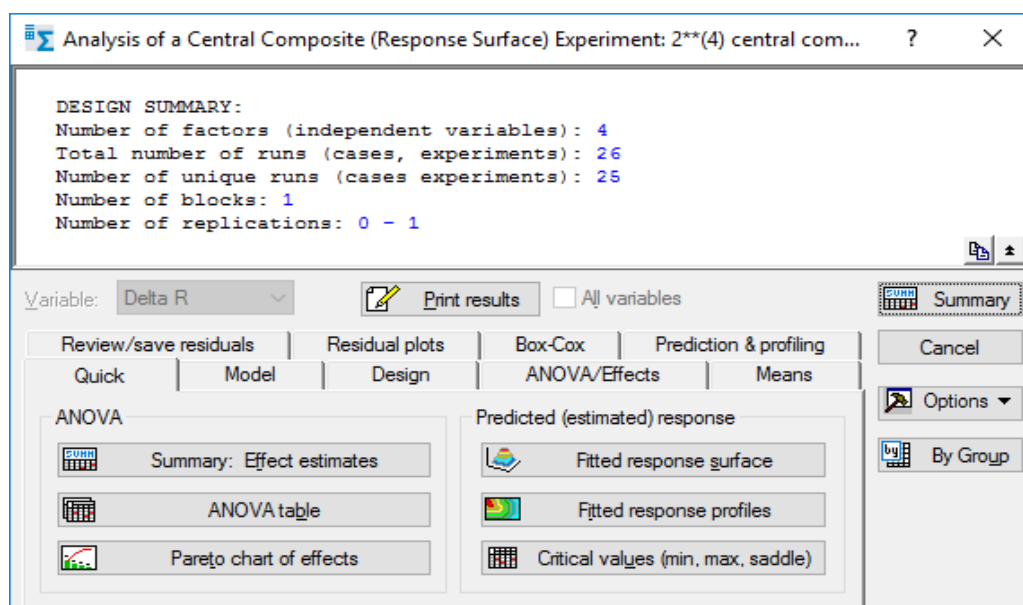
Для аналізу експериментальних даних було запущено спеціальний модуль і в якості залежної змінної прийнято ім'я вихідної величини (відхилення від круглості), а в якості незалежних змінних – імена факторів $\bar{X}_1$, $\bar{X}_2$, $\bar{X}_3$, $\bar{X}_4$ (рис.5.5).



a)



b)



в)

Рис.5.5. Вікно модуля аналізу експериментальних даних (а), вибір параметрів аналізу (б) та діалогове вікно аналізу результатів експерименту (в)

Для виділення факторів, які чинять найбільший (домінуючий) вплив на відгук системи, проведено дисперсійний аналіз із включенням опції для оцінки головних лінійних і квадратичних ефектів, а також ефектів двох взаємодій, результатом якого є таблиця дисперсійного аналізу (рис.5.6).

ANOVA; Var.:Delta R; R-sqr=.93763; Adj.:.85824 (2**(4) 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=6,243656 DV: Delta R					
Factor	SS	df	MS	F	p
(1)S (L)	445,368	1	445,3682	71,33133	0,000004
S (Q)	9,016	1	9,0156	1,44395	0,254733
(2)V (L)	46,512	1	46,5122	7,44951	0,019600
V (Q)	0,150	1	0,1497	0,02398	0,879752
(3)t (L)	378,658	1	378,6579	60,64683	0,000008
t (Q)	8,119	1	8,1186	1,30030	0,278379
(4)D (L)	0,023	1	0,0232	0,00371	0,952495
D (Q)	0,043	1	0,0429	0,00687	0,935411
1L by 2L	0,003	1	0,0026	0,00042	0,984096
1L by 3L	0,660	1	0,6600	0,10571	0,751181
1L by 4L	8,141	1	8,1405	1,30380	0,277766
2L by 3L	11,278	1	11,2785	1,80639	0,206006
2L by 4L	11,248	1	11,2481	1,80153	0,206574
3L by 4L	1,733	1	1,7335	0,27764	0,608717
Error	68,680	11	6,2437		
Total SS	1101,115	25			

Рис. 5.6. Таблиця дисперсійного аналізу результатів експерименту: SS – сума квадратів; df – степінь вільності; MS – середній квадрат; F – критерій Фішера

Із таблиці дисперсійного аналізу видно, що найбільший вплив на відгук системи чинять такі статистично значимі ефекти як: глибина різання, подача та швидкість різання. Про це також свідчать графіки ефектів нормального розподілу (рис.5.7), з яких видно, що лінійні члени знаходяться в стороні від лінії нормального розподілу та карта Парето (рис. 5.8). Коефіцієнти моделі апроксимації отримані на основі даних таблиці наведеної на рис.5.9.

Модель апроксимації результатів експерименту:

$$\begin{aligned} \Delta R = & 22,06285 + 8,61832 \cdot s - 2,78505 \cdot V + 8,89876 \cdot t + 0,06219 \cdot D - 0,02549 \cdot s \cdot V - \\ & - 0,40283 \cdot s \cdot t + 1,42717 \cdot s \cdot D + 1,66493 \cdot V \cdot t - 1,67743 \cdot V \cdot D + 0,65283 \cdot t \cdot D - \\ & - 1,34264 \cdot s^2 + 0,17297 \cdot V^2 + 1,61576 \cdot t^2 - 0,09264 \cdot D^2 \end{aligned} \quad (5.1)$$

де ΔR – відхилення від круглості; t, S, V – глибина, подача і частота обертів шпинделя відповідно; D – діаметр затиску оброблюваної заготовки.

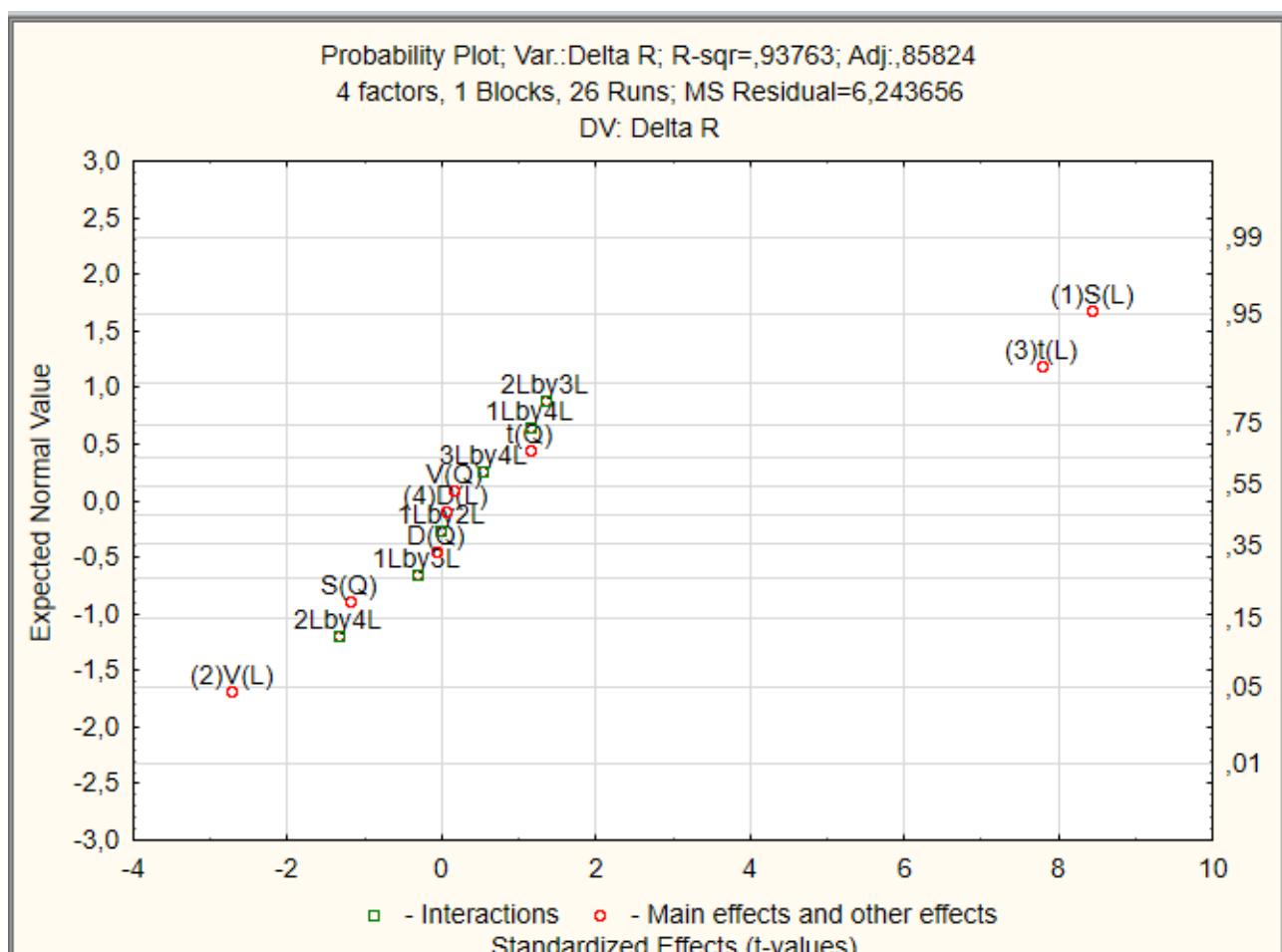


Рис. 5.7. Графік ефектів нормального розподілу ймовірностей

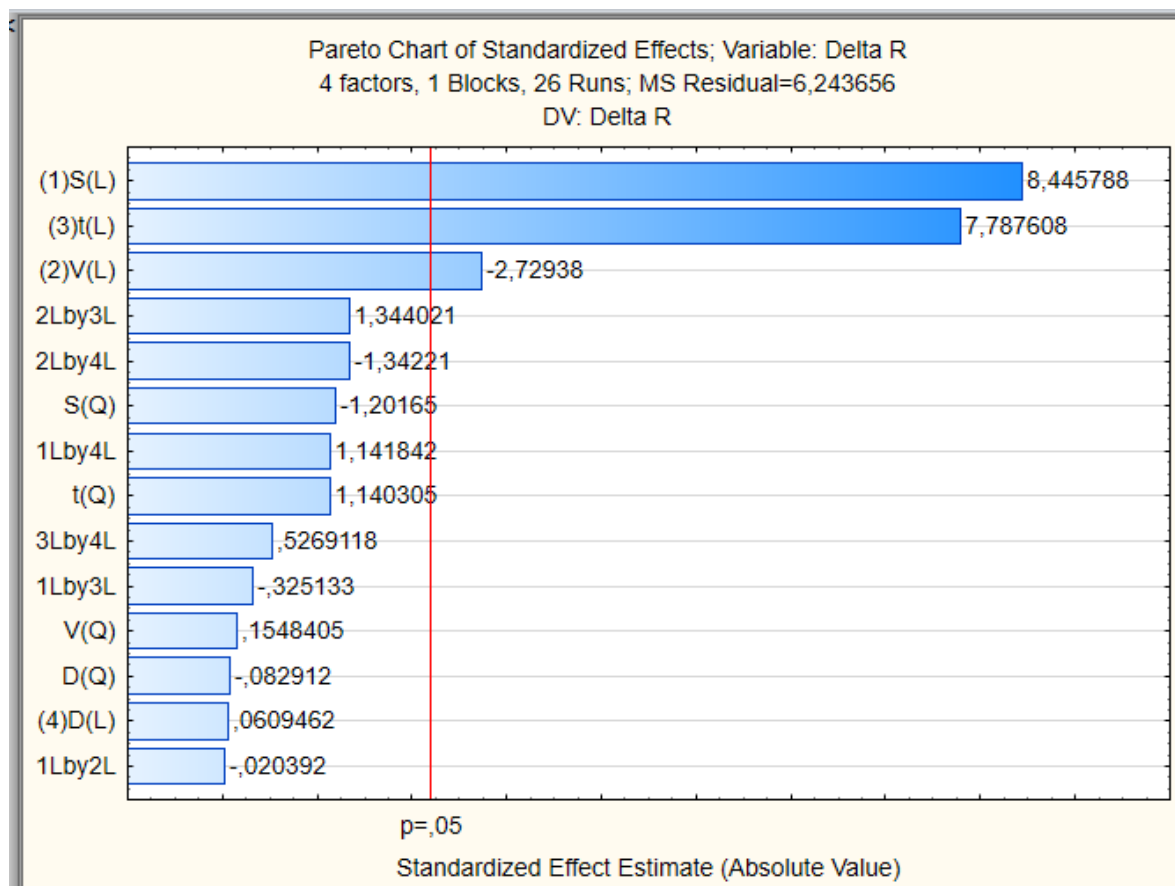


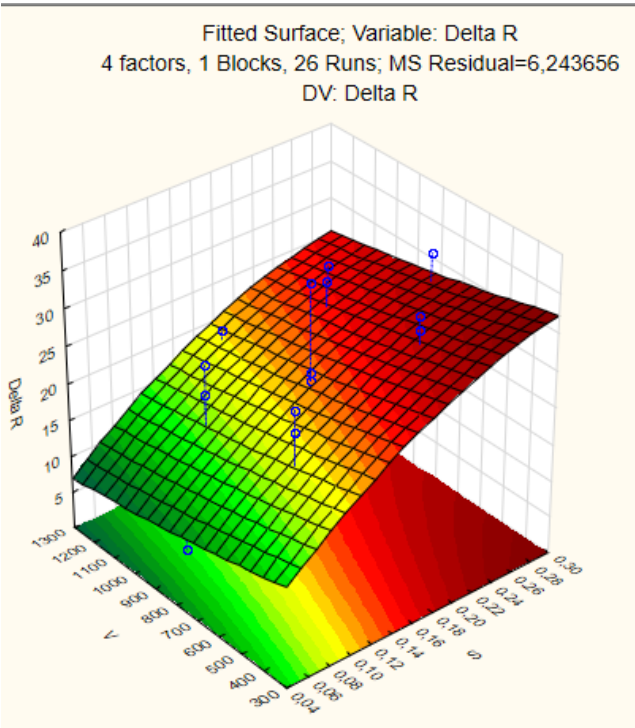
Рис. 5.8. Карта Парето

Effect Estimates; Var.:Delta R; R-sqr=,93763; Adj.:85824 (2**(4) central composite, nc=16 ns=8 n0=2 Runs=26 ([No active dat 4 factors, 1 Blocks, 26 Runs; MS Residual=6,243656 DV: Delta R										
Factor	Effect	Std.Err.	t(11)	p	-95,% Cnf.Limt	+95,% Cnf.Limt	Coeff.	Std.Err. Coeff.	-95,% Cnf.Limt	+95,% Cnf.Limt
Mean/Interc.	22,06285	1,578698	13,97535	0,000000	18,58816	25,53755	22,06285	1,578698	18,58816	25,53755
(1)S (L)	8,61832	1,020428	8,44579	0,000004	6,37237	10,86427	4,30916	0,510214	3,18619	5,43213
S (Q)	-1,34264	1,117334	-1,20165	0,254733	-3,80188	1,11660	-0,67132	0,558667	-1,90094	0,55830
(2)V (L)	-2,78505	1,020397	-2,72938	0,019600	-5,03093	-0,53917	-1,39253	0,510198	-2,51546	-0,26959
V (Q)	0,17297	1,117117	0,15484	0,879752	-2,28578	2,63173	0,08649	0,558559	-1,14289	1,31587
(3)t (L)	8,89876	1,142683	7,78761	0,000008	6,38374	11,41379	4,44938	0,571341	3,19187	5,70690
t (Q)	1,61576	1,416957	1,14031	0,278379	-1,50294	4,73447	0,80788	0,708479	-0,75147	2,36723
(4)D (L)	0,06219	1,020428	0,06095	0,952495	-2,18376	2,30814	0,03110	0,510214	-1,09188	1,15407
D (Q)	-0,09264	1,117334	-0,08291	0,935411	-2,55188	2,36660	-0,04632	0,558667	-1,27594	1,18330
1L by 2L	-0,02549	1,249751	-0,02039	0,984096	-2,77617	2,72520	-0,01274	0,624875	-1,38808	1,36260
1L by 3L	-0,40283	1,238978	-0,32513	0,751181	-3,12981	2,32414	-0,20142	0,619489	-1,56490	1,16207
1L by 4L	1,42717	1,249883	1,14184	0,277766	-1,32380	4,17814	0,71358	0,624942	-0,66190	2,08907
2L by 3L	1,66493	1,238766	1,34402	0,206006	-1,06158	4,39143	0,83246	0,619383	-0,53079	2,19572
2L by 4L	-1,67743	1,249751	-1,34221	0,206574	-4,42811	1,07325	-0,83871	0,624875	-2,21406	0,53663
3L by 4L	0,65283	1,238978	0,52691	0,608717	-2,07414	3,37981	0,32642	0,619489	-1,03707	1,68990

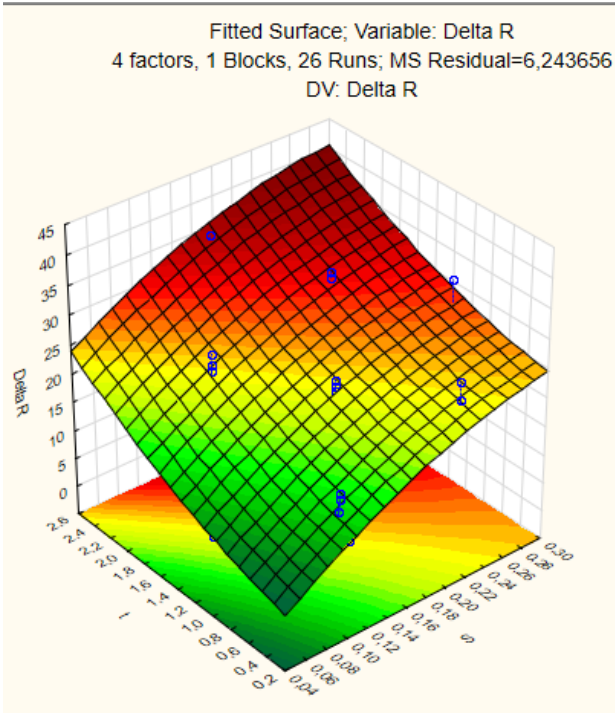
Рис. 5.9. Коефіцієнти моделі апроксимації результатів експерименту

Із графіків поверхонь відгуку (рис.5.10) видно, що найбільший вплив на похибку форми (динамічну похибку) чинять лінійні коефіцієнти регресії при факторах $\bar{X}_1$ (подача), $\bar{X}_2$ (частота обертання), $\bar{X}_3$ (глибина різання). При збільшенні глибини різання ($\bar{X}_3$) та подачі ($\bar{X}_1$) некруглість оброблених

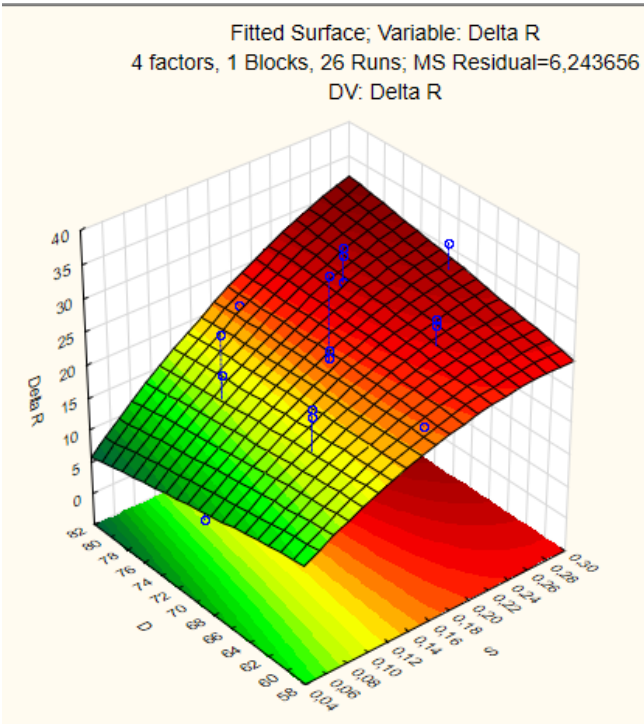
поверхонь росте, що пояснюється зростанням сил різання і, як наслідок, збільшення відтискань в системі затискний патрон-заготовка.



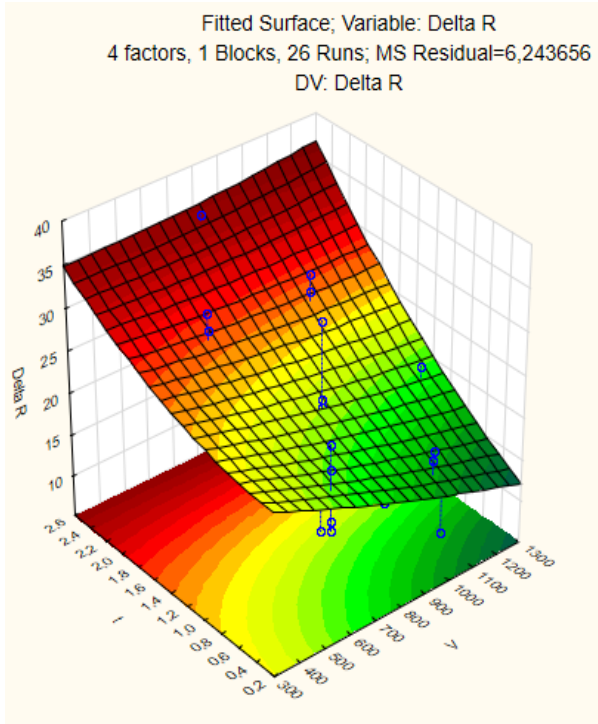
a)



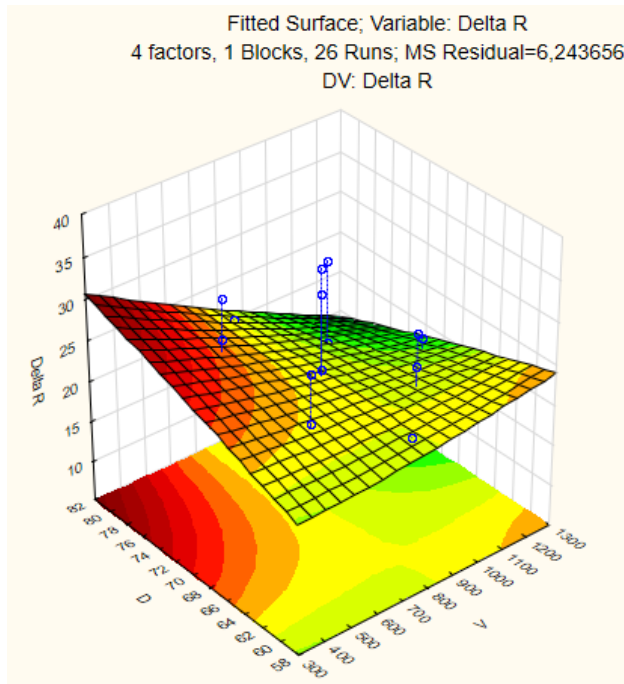
б)



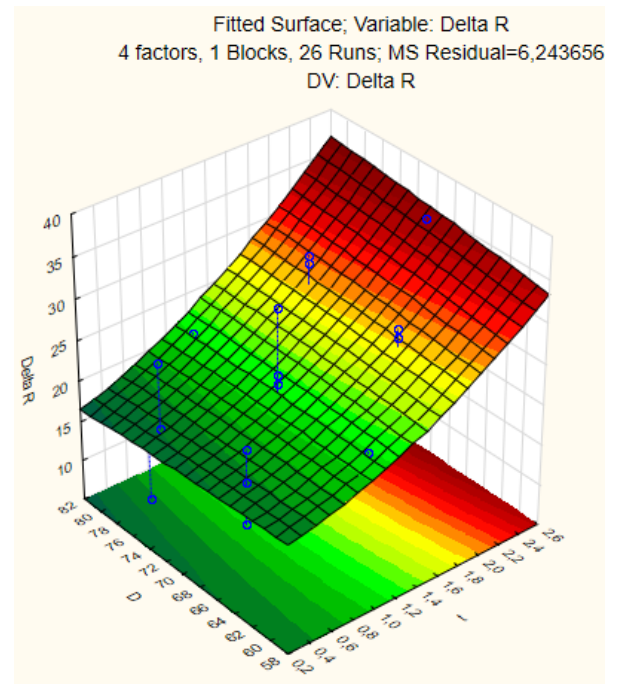
в)



г)



д)



е)

Рис. 5.10. Поверхні відгуку Delta R (мкм) при зміні факторів: а) S (мм/об) та V (об/хв); б) S (мм/об) та t (мм); в) S (мм/об) та D (мм); г) V (об/хв) та t (мм); д) V (об/хв) та D (мм); е) D (мм) та t (мм).

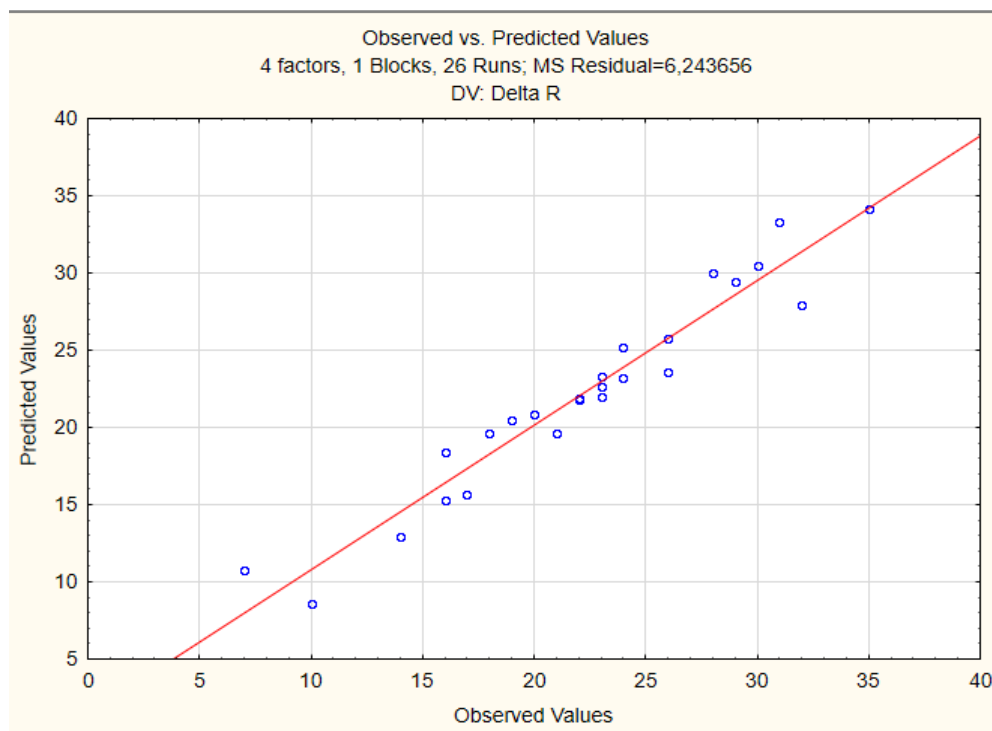


Рис. 5.11. Різниця експериментальних та теоретично прогнозованих результатів

Звідси можна зробити висновок, що для отримання необхідної величини відхилення від круглості оброблених поверхонь деталей необхідно в першу чергу керувати факторами $\bar{X}_2$ та $\bar{X}_3$.

Порівняння фактичних результатів отриманих під час експериментальних досліджень з прогнозованими результатами на основі отриманої моделі апроксимації (5.1) показані на рис.5.11.

5.2. Запропоновані нові затискні патрони із адаптивними затискними елементами

В результаті конструктивно-функціонального синтезу адаптивних систем затиску запропонована нова конструкція накладного затискного кулачка з адаптацією до поверхні затиску (патент України на корисну модель №105514 [73]) для оснащення механізованих клинових токарних патронів та самоцентрівних спірально-рейкових патронів. Адаптивний накладний затискний кулачок 1 (рис.5.12) має два отвори 2 для його приєднання до основного кулачка затискного патрона, приєднувальну частину 3 із виступом, затискну частину 4 та паз 5, який розмежовує основну та затискну частини. Затискна частина містить зону деформації 6, отриману шляхом видалення матеріалу у формі кільцевої канавки, та поверхню контакту 7 затискної частини із поверхнею затиску оброблюваної деталі.

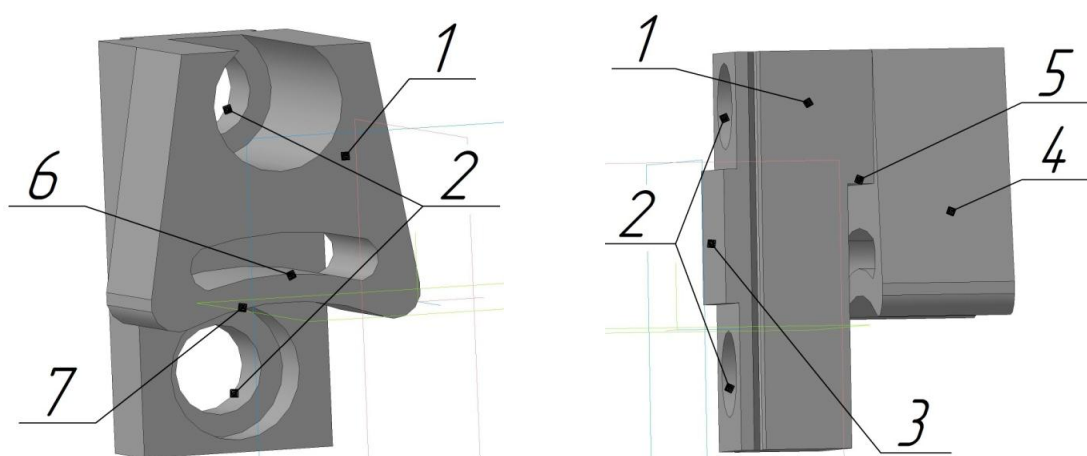


Рис. 5.12. Конструкція адаптивного затискного кулачка по патенту України на корисну модель №105514.

Було спроектовано та виготовлено промисловий зразок клинового затискного патрону із механізованим приводом затиску з діаметром корпусу 200 мм для оснащення малих токарних верстатів з ЧПК, токарно-револьверних верстатів, токарних багатопиндельних напівавтоматів та інших верстатів токарної групи, який оснащено адаптивними накладними затискними кулачками, що з'єднуються із основними кулачками за допомогою шипів та гвинтів (рис.5.13).

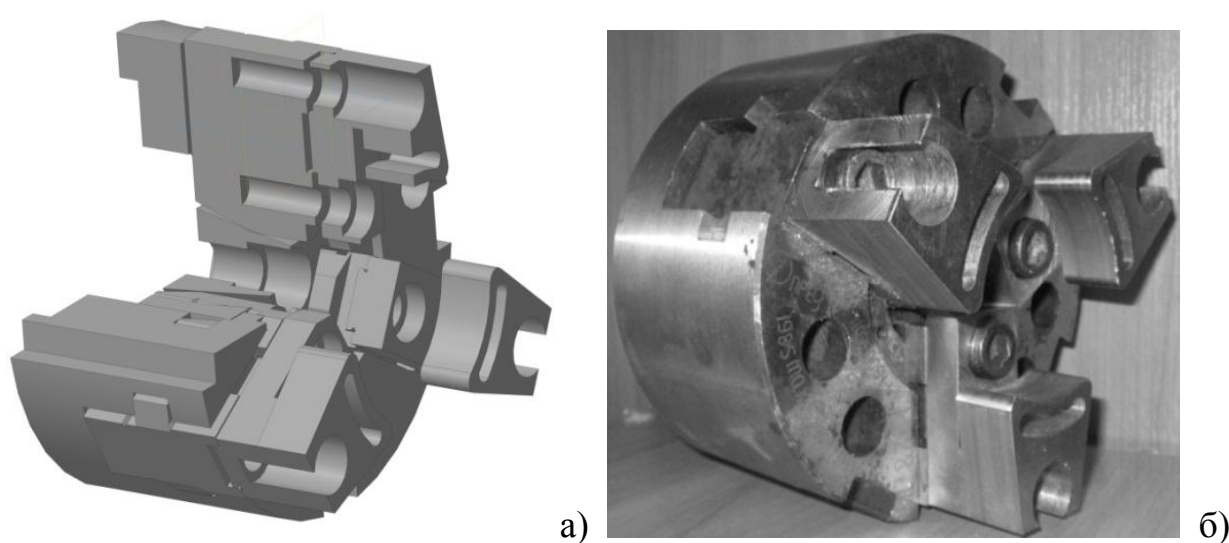


Рис. 5.13. Механізований клиновий токарний патрон з адаптивними ЗЕ:

а - CAD-модель ; б – промисловий зразок

Ще один адаптивний накладний затискний кулачок створений на основі методів синтезу показаний на рис. 5.14. Даний кулачок 1 має три отвори 2, які дозволяють кріпити його до основного кулачка в двох положеннях, які змінюються шляхом повороту накладного ЗЕ на 180° . Паз 4 розділяє затискну частину 3 та приєднувальну частину 7. Затискна частина містить дві зони деформації 5, отримані шляхом видалення матеріалу у формі кільцевої канавки, та дві поверхні контакту 7 затискної частини із поверхнею затиску оброблюваної деталі. Діаметр розточки поверхні контакту затискної частини, та параметри зони деформації дозволяють забезпечити охоплення двох різних діапазонів діаметрів оброблюваних заготовок шляхом зміни положення кулачка на 180° .

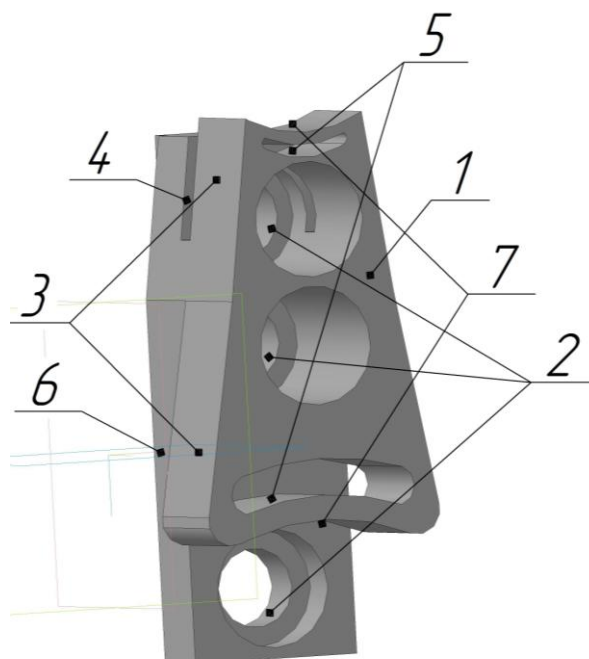


Рис. 5.14. Конструкція адаптивного затискного кулачка для затиску двох різних діапазонів діаметрів оброблюваних заготовок.

На рис.5.15. показаний адаптивний ЗЕ 1, основні компоненти якого (отвори 2, приєднувальна частина, паз, затискна частина 3) аналогічні як і в кулачка показаного на рис.5.12. Основною відмінністю даного ЗЕ є наявність подвійної зони деформації 4,5 яка виконана у вигляді двох кільцевих канавок. Під дією певного навантаження кільцева канавка 4 деформується та передає навантаження на кільцеву канавку 5, що в свою чергу забезпечує вищу жорсткість закріплення деталі. При цьому поверхня контакту 6, повністю прилягає до поверхні затиску.

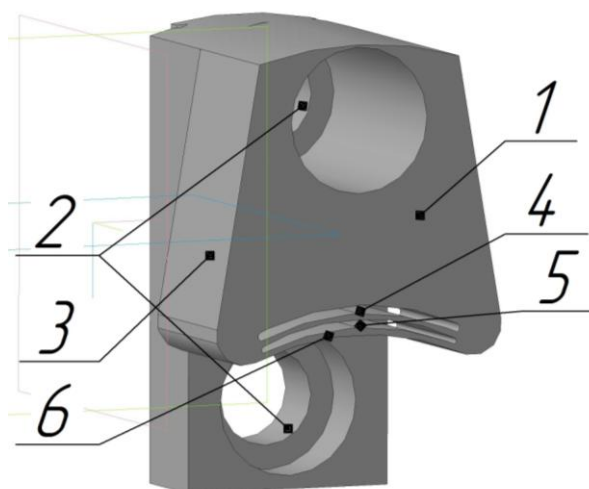


Рис. 5.15. Конструкція адаптивного затискного кулачка з подвійною зоною деформації.

На рис.5.16 показаний адаптивний ЗЕ, який дозволяє забезпечувати охоплення трьох різних діапазонів діаметрів оброблюваних заготовок. Він складається із тіла кулачка 1, чотирьох приєднувальних отворів 2, які дозволяють змінювати положення кулачка з кроком в 120° . Для повного прилягання кулачка до оброблюваної заготовки різного діаметру, даний ЗЕ оснащений трьома окремими зонами деформації 3, та поверхнями затиску 4, що розточені під певний діапазон діаметрів.

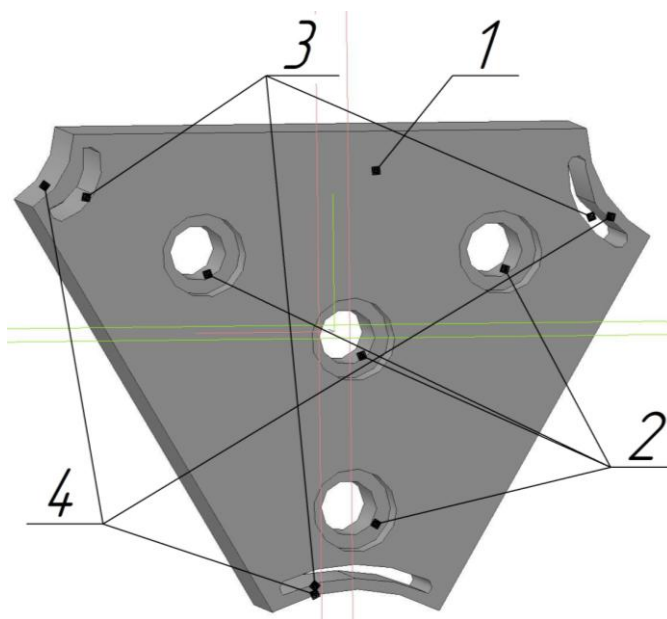


Рис. 5.16. Конструкція адаптивного затискного кулачка для затиску трьох різних діапазонів діаметрів оброблюваних заготовок

5.3. Методика вибору конструктивних параметрів та рекомендації з проектування адаптивних затискних елементів

Вихідними даними для вибору конструктивних параметрів адаптивних ЗЕ для оснащення токарних патронів є:

- 1) типорозмір затискного патрона та розміри приєднувальних поверхонь основних кулачків;
- 2) типи заготовок, що затискаються, та їх можливі діаметри затиску;
- 3) максимальне радіальне переміщення основного ЗЕ, яке забезпечує передавально-підсилювальна ланка затискного патрона;

4) основні силові характеристики затискного патрона – максимальна радіальна сила затиску одним затискним елементом в статиці, динамічна силова характеристика затискного патрона.

Виходячи із типорозміру затискного патрона (діаметр корпусу патрона може бути 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630 мм) та розмірів приєднувальних поверхонь основних ЗЕ вибираються наступні конструктивні параметри адаптивного ЗЕ (рис.5.17).

1. Висота та ширина приєднувальної частини адаптивного ЗЕ H та L приймаються рівними висоті та ширині приєднувальної частини основного ЗЕ.

2. Висота розташування шипа b_1 та його розміри b і c_1 , розміри розташування приєднувальних отворів H_1 і H_2 приєднувальної частини адаптивного ЗЕ, які вибираються по розмірах приєднувальної частини цих елементів основного ЗЕ.

3. Діаметр отворів під з'єднувальні гвинти $d = d_p + 1$, мм, де d_p - максимальний діаметр різі отворів основного ЗЕ під приєднувальні гвинти; діаметр отвору під головку гвинта приймається на 1 мм більший за діаметр головки гвинта.

4. Довжина приєднувальної частини $C_2 = c_2 + c_3$, де c_3 рівна висоті головки гвинта, а $c_2 = (0,7...1)c_3$.

5. Довжина бази затиску C , як правило приймається рівною довжині базової поверхні деталі, що затискається. Загальна довжина адаптивного ЗЕ визначається за залежністю:

$$C_1 = C + C_2 + c_4 + c_1, \quad (5.2)$$

де $c_4 = 2...4$ - ширина канавки на адаптивному ЗЕ.

6. Радіус поверхні затиску R вибирається рівним $d_{\max}/2$, де $d_{\max}$ - максимальний діаметр поверхні затиску в заданому діапазоні розмірних параметрів заготовок ΔD , що охоплюються ЗЕ без переналагодження.

7. Радіус розташування порожнистої поверхні:

$$R1 = R + s, \quad (5.3)$$

де s - товщина кільцевого сегменту затискної частини адаптивного ЗЕ.

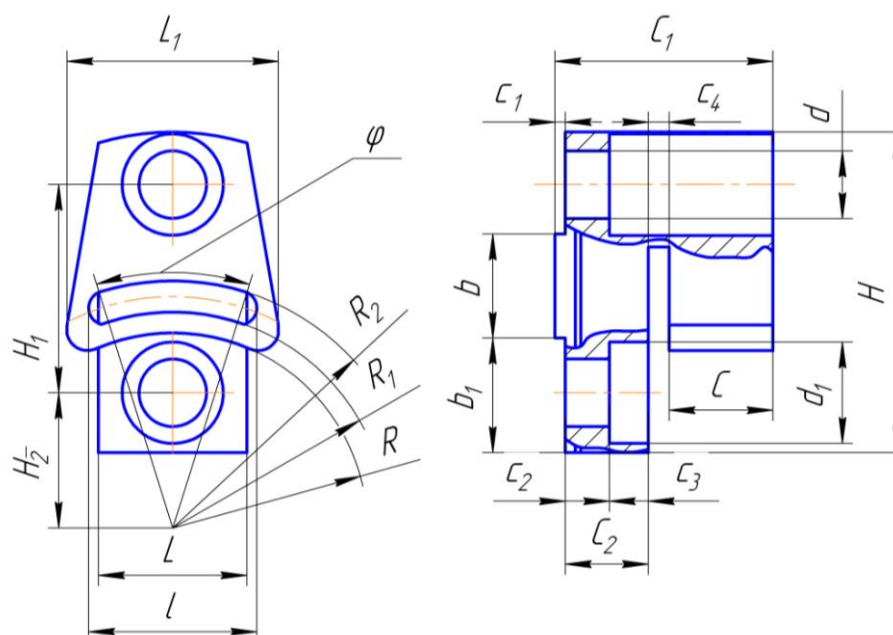


Рис. 5.17. Конструктивні розміри адаптивного ЗЕ для оснащення токарних патронів

Рациональне значення товщини кільцевого сегменту s визначається по методиці досліджень напружено-деформованого стану кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ із використанням скінченно-елементних моделей (п. 3.1.1 розділ 3) по критеріях допустимих напружень із врахуванням коефіцієнту запасу міцності, який приймається рівним 1,1...1,2, та сили затиску, що залежать від прийнятих радіальних сил затиску на адаптивний ЗЕ.

9. Зовнішній радіус порожнини:

$$R2 = R + s + (1,5...2,5)s, \quad (5.4)$$

10. Ширина затискної частини адаптивного ЗЕ в залежності від максимального діаметра поверхні затиску заготовки $d_{\max}$ в заданому діапазоні розмірних параметрів заготовок ΔD , що охоплюються ЗЕ без переналагодження, приймається рівною:

$$L_1 = (1,0...1,5)L, \quad (5.5)$$

а ширина порожнини приймається рівною $l = (0,7...0,8)L_1$.

Кількість комплектів змінних адаптивних ЗЕ:

$$n_K = \frac{\Delta \bar{D}}{\Delta D}, \quad (5.6)$$

де ΔD - діапазон затиску базових поверхонь заготовок, що охоплюються адаптивним ЗЕ без переналагодження; $\Delta \bar{D} = D_{\max} - D_{\min}$ - діапазон затиску базових поверхонь заготовок, які необхідно затиснути в токарному патроні; $D_{\max}, D_{\min}$ - максимальний та мінімальний діаметр поверхонь затиску заготовок.

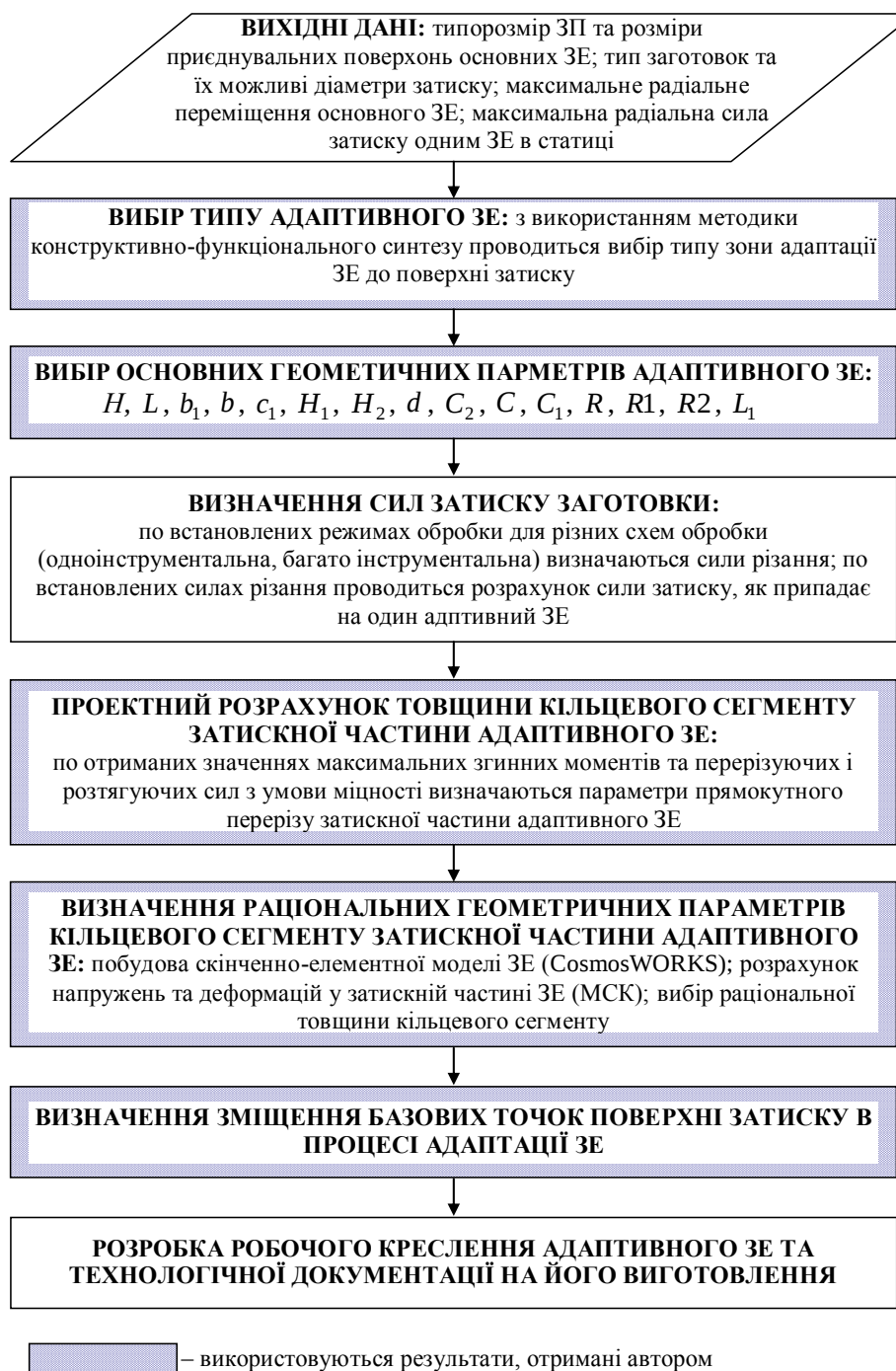


Рис. 5.18. Узагальнена методика вибору, розрахунку і проектування адаптивних ЗЕ для оснащення токарних патронів

На основі результатів дослідження розроблена узагальнена методика вибору, розрахунку і проектування адаптивних ЗЕ для оснащення токарних патронів, яка схематично приведена на рис. 5.18.

5.4. Ефективність впровадження затискних патронів, оснащених адаптивними затискними елементами

Ефективність впровадження ЗП з адаптивними ЗЕ на токарних верстатах, автоматах, верстатних модулях на їх основі обумовлена:

- підвищенням продуктивності обробки за рахунок скорочення часу на переналагодження ЗП;
- зниження металоємності і енергоємності за рахунок зменшення комплектів змінних ЗЕ.

Проведемо економічне порівняння затискних патронів із звичайними ЗЕ та із ЗЕ з адаптацією до поверхні затиску при сталому обсязі виробництва. При цьому будемо вважати виробничі витрати на протязі року $M_{річ}$ постійними та постійними середні витрати в одиницю часу $t_{вумод}$. Тоді можна визначити загальну вартість затискних систем $K_{заг}$ в залежності від середньої кількості деталей в партії m .

Число наборів ЗЕ вважається функцією середньої кількості деталей в партії m , тобто звичайні ЗЕ повинні бути замінені після того, як певна їх кількість буде розточена під відповідний діаметр затиску.

Приймемо наступні припущення для розрахунку загальної вартості $K_{заг}$, окрім тих, які наведені вище:

- фіксовані витрати $K_{фікс}$ на звичайні ЗЕ дорівнюють нулю;
- звичайні ЗЕ в середньому 10 разів розточувалися, і таким чином були багато раз доступними для затиску 10 заготовок діаметром від 65 до 75 мм;
- кількість одиниць продукції в рік становить 100 000.
- середній постійний машинний час обробки однієї деталі складає $t_{вумод} = 2$

ХВ.

Загальна вартість звичайних ЗЕ визначиться за залежністю:

$$K_{заг.} = K_{фікс.} + M_{річн.} \cdot K_{зм.од.}, \quad (5.7)$$

де $K_{зм.од.}$ - змінні витрати на одиницю продукції.

Змінні витрати на одиницю продукції залежать від вартості ЗЕ:

$$K_{зм.од.ЗЕ} = \frac{t_{н.з.}}{m} \cdot K_p, \quad (5.8)$$

де K_p - власна вартість використання ЗЕ ;

$t_{н.з.}$ - підготовчо-заклучний час на переналагодження затискного патрона.

Повні змінні витрати на одиницю продукції будуть визначитися з залежністю [89]:

$$K_{зм.од.} = \frac{t_{н.з.}}{m} \cdot K_p + \frac{1}{m \cdot N_{розтсер.}} \cdot K_{ЗЕ}, \quad (5.8)$$

де $K_{ЗЕ}$ - витрати на закупівлю ЗЕ;

$K_{розтсер.}$ - середня кількість розточок ЗЕ.

Тоді загальна вартість звичайних ЗЕ визначиться за залежністю:

$$K_{заг.} = K_{фікс.} + M_{річн.} \cdot \left(\frac{t_{н.з.}}{m} \cdot K_p + \frac{1}{m \cdot N_{розтсер.}} \cdot K_{ЗЕ} \right) \quad (5.9)$$

Фіксовані витрати на адаптивні ЗЕ складаються із витрат на амортизацію K_A , нарахованих відсотків за інвестицію K_B та витрат на технічне обслуговування та ремонт $K_{ТО}$:

$$K_{фікс.} = K_A + K_B + K_{ТО}. \quad (5.10)$$

Витрати на амортизацію залежать від вкладених інвестицій $K_{ІНВ.}$ на проектування та виготовлення адаптивних ЗЕ та корисного терміну експлуатації $T_{експ.}$:

$$K_A = K_{ІНВ.} / T_{експ.} \cdot \quad (5.10)$$

Нараховані відсотки за інвестицію K_B , становлять, як правило, 9% від

вкладених інвестицій K_{IHB} , а витрати на технічне обслуговування та ремонт орієнтовно 10% від вкладених інвестицій K_{IHB} .

Прийmemo власну вартість використання ЗЕ $K_p = 15$ грн./хв, підготовчо-заклучний час на переналагодження затискного патрона із звичайними ЗЕ $t_{n.з.} = 2$ хв, а із адаптивними ЗЕ $t_{n.з.} = 0,2$ хв. Витрати на закупівлю одного звичайного ЗЕ по цінах фірм-виготовлювачів складають 1120 грн.

Розрахунок інвестиційних вкладень на розробку та виготовлення адаптивних ЗЕ проведено по методиці, викладеній у [75]. Вони становлять $K_{IHB} = 75000$ грн. Корисний термін експлуатації прийmemo 2 роки. Тоді фіксовані витрати за (5.10) на адаптивні ЗЕ $K_{фiкс.} = 52000$ грн.

На рис 5.16 приведено загальні вартості системи адаптивних ЗЕ та звичайних ЗЕ, отримані за залежністю (5.9) при сталому обсязі виробництва в році $M_{річ} = 100000$ шт. і постійними середніми витратами в одиницю часу $t_{виг.од.} = 2$ хв. в залежності від партії деталей.

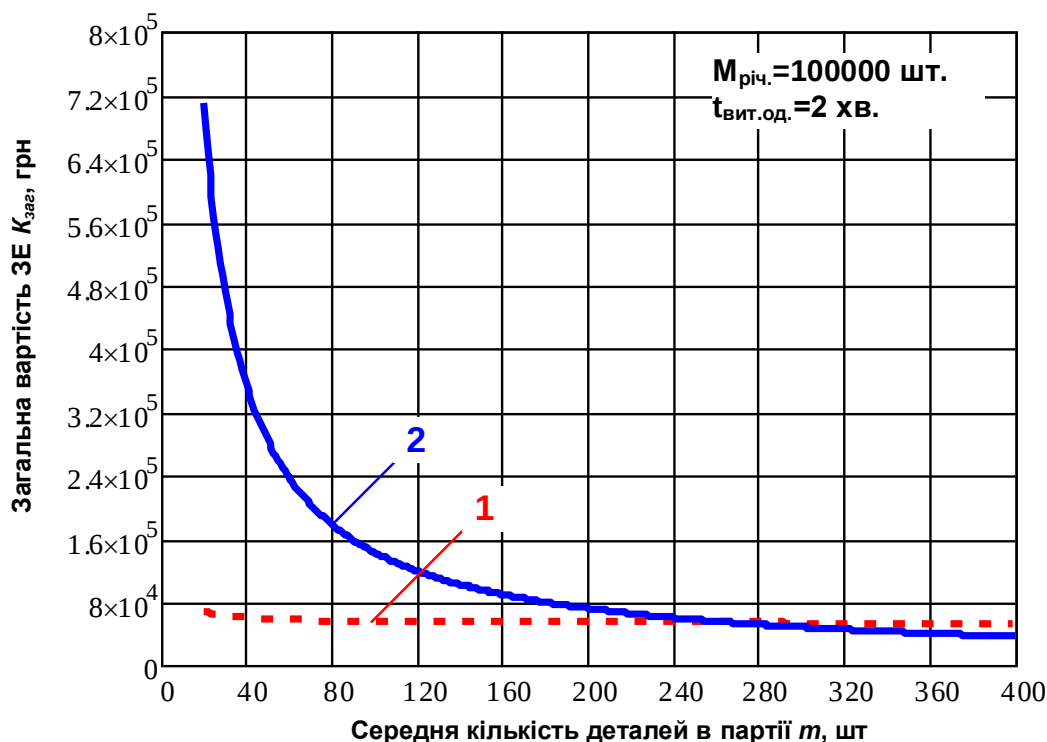


Рис. 5.19. Залежність загальної вартості K_{zag} системи адаптивних ЗЕ (1) та звичайних ЗЕ (2) в залежності від партії деталей m

Як видно із рис. 5.19, при заданих вихідних умовах використання токарних патронів із адаптивними ЗЕ є економічно ефективним в порівнянні з використанням токарних патронів із звичайними ЗЕ при середній партії деталей нижче 260 штук. Із зменшенням середньої партії деталей цей ефект значно зростає. Наприклад, при середній партії деталей 200 шт. використання токарних патронів із адаптивними ЗЕ в порівнянні із токарними патронами із звичайними ЗЕ економічно вигідніше у 1,46 разів, при середній партії деталей 100 шт. – у 2,8 разів, а при середній партії деталей 40 шт. – у 6 разів. Отже, із зменшенням партії оброблюваних деталей економічна вигода від використання адаптивних ЗЕ збільшується.

5.5. Висновки до розділу

1. В результаті лабораторних випробувань отримано емпіричну модель оцінки впливу параметрів обробки та діаметра затиску на формування похибки форми (динамічної похибки), що дозволяє прогнозувати вихідні параметри точності при заданих режимах обробки.

2. В результаті дисперсійного аналізу встановлено, що для отримання необхідної точності форми при обробці на верстаті, оснащеному затискним патроном із адаптивними ЗЕ, доцільно керувати найбільш статистично значимими факторами, якими є глибина різання і подача.

3. Запропоновано конструкцію клинового затискного патрона з адаптивними ЗЕ, які захищені патентом України на корисну модель, що дозволяє розширити діапазон діаметрів затиску оброблюваних деталей одним комплектом ЗЕ, відповідно до сучасних вимог щодо швидкості переналагодження та якості оброблюваної деталі.

4. Розроблена узагальнена методика вибору, розрахунку і проектування адаптивних ЗЕ для оснащення токарних патронів, що дає змогу вибрати раціональні конструктивні параметри адаптивних ЗЕ в залежності від параметрів поверхонь затиску та експлуатаційних параметрів.

5. Встановлено, що ефективність впровадження ЗП з адаптивними ЗЕ на токарних верстатах, автоматах, верстатних модулях на їх основі обумовлена підвищенням продуктивності обробки за рахунок скорочення часу на переналагодження ЗП та зниження металоємності і енергоємності за рахунок зменшення комплектів змінних ЗЕ.

6. Використання токарних патронів із адаптивними ЗЕ є економічно ефективним в порівнянні з використанням токарних патронів із звичайними ЗЕ при середній партії деталей нижче 260 штук та кількості одиниць продукції в рік 100000 шт. Із зменшенням середньої партії деталей цей ефект значно зростає.

ВИСНОВКИ

В дисертаційній роботі вирішена задача створення нових конструкцій затискних елементів токарних кулачкових патронів з адаптацією до поверхні затиску та обґрунтування їх характеристик, що забезпечує підвищення гнучкості обладнання для токарної обробки, яке працює в умовах частого переналагодження.

1. Здійснена реалізація евристичних прийомів повного та неповного розчленування ЗЕ, створення пустот в ЗЕ, або їх комбінації, використання здатних до деформування кільцевих сегментів та розроблений метод конструктивно-функціонального синтезу для створення нових затискних пристроїв з адаптацією ЗЕ до поверхні затиску дозволяють скоротити кількість комплектів ЗЕ та забезпечити прилягання контактуючої поверхні ЗЕ до поверхні затиску заготовки.

2. Розроблено теоретичні методики аналізу умов затиску в зоні контакту між ЗЕ і поверхнею затиску, а також оцінки напружено-деформованого стану у цій зоні для адаптивних ЗЕ, що дає змогу вибрати раціональні конструктивні параметри адаптивних ЗЕ в залежності від параметрів поверхонь затиску та експлуатаційний параметрів.

3. На основі теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що із збільшенням діаметра затиску від мінімального до максимального для заданого діапазону діаметрів заготовок максимальні еквівалентні напруження в зоні затиску при максимальній силі затиску адаптивним ЗЕ зменшуються у 1,28 раз. Аналіз результатів моделювання показав, що затискна частина адаптивного ЗЕ при навантаженнях силою затиску в діапазоні 500...5000 Н працює в зоні пружних деформацій і забезпечує її повний контакт із заготовкою в заданому діапазоні діаметрів. Дослідження напружено-деформованого стану адаптивних ЗЕ показали, що раціональною є товщина стінки кільцевого сегменту зони затиску, яка знаходиться в межах 3,5...4,5 мм. При такій товщині досягаються максимальні деформації і при цьому стінка кільцевого сегменту працює в зоні пружних деформацій.

4. Результати експериментальних досліджень деформацій кільцевого сегменту зони затиску адаптивного ЗЕ підтвердили теоретичні розрахунки та показали, що його затискна частина деформується в достатній мірі для повного прилягання поверхонь затиску ЗЕ до заготовки. Різниця між результатами теоретичних досліджень, проведених за допомогою комп'ютерного моделювання методом скінченних елементів та експериментальних даних складає від 3 до 25%.

5. Експериментальним шляхом встановлено, що використання адаптивних ЗЕ при закріпленні заготовок в токарних кулачкових патронах забезпечує зменшення радіального биття оправок від 8,7% до 30,1% у порівнянні з використанням ЗЕ із жорсткою геометрією, що дозволяє підвищити якісні показники механічної обробки.

6. Експериментально доведено, що величина радіального биття зменшується від 11 до 16 мкм при збільшенні діаметру оброблюваної заготовки від мінімального до максимального для заданого діапазону діаметрів затиску та в 1,3 рази зменшується при збільшенні величини зусилля затиску в 10 раз.

7. Експериментально встановлено, що в межах кожного оберту ЗП з адаптивними ЗЕ радіальні відтискання системи патрон-деталь змінюються від 7 до 10%, а використання адаптивних ЗЕ дозволяє зменшити радіальне відтискання заготовки від 10,2% до 25,6% в порівнянні з використанням ЗЕ із «жорсткою геометрією».

8. В результаті лабораторних та виробничих випробувань отримано емпіричну модель оцінки впливу параметрів обробки та діаметра затиску на формування похибки форми (динамічної похибки), що дозволяє прогнозувати вихідні параметри точності при заданих режимах обробки. В результаті дисперсійного аналізу встановлено, що для отримання необхідної точності форми при обробці на верстаті, оснащеному ЗП із адаптивними ЗЕ, доцільно керувати найбільш статистично значимими факторами, якими є глибина різання і подача.

9. Розроблені нові конструкції затискних патронів із адаптивними ЗЕ та методики вибору їх раціональних конструктивних параметрів. Результати роботи прийняті для впровадження на ТОВ «Люізо» (м.Тернопіль) і ТОВ «Агросем»

(м. Тернопіль) та використовуються у освітньому процесі ТНТУ ім. Івана Пулюя на кафедрі конструювання верстатів, інструментів та машин.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.с. 1284723 СССР, МКИ В 23 В 31/10. Самоцентрирующий патрон / Созинов В.И. (СССР). - № 3903262/25-08 ; заявл. 31.05.85 ; опубл. 23.01.87, Бюл. № Р 3 (72). - 3 с.
2. А.с. 1745422 СССР, МКИ В 23 В 31/10, Зажимной кулачок / Селин А.Ф. (СССР). - № 4818891/08 ; заявл. 21.02.90 ; опубл. 07.07.92, Бюл. № hh 25 (72). - 2 с.
3. А.с. 1808488 СССР, МКИ В 23 В 31/10, Самоцентрирующий патрон / Базров Б.М., Сорокин А.Н., Богуцкий М.Е., Чернова Т.А. (СССР). - № 4882145/08 ; заявл. 17.07.90 ; опубл. 15.04.93, Бюл. № 14 (71). - 3 с.
4. А.с. 1830306, МКИ В 23 В 31/10, Кулачок токарного патрона / Селин А.Ф. (СССР). - № 4739371/08 ; заявл. 14.08.89 ; опубл. 30.07.93, Бюл. № 1Ф 28 (75). - 3 с.
5. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. - М. : Наука, 1976. - 280 с.
6. Алямовский А.А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов. - СПб. : БХВ - Петербург, 2005. - 800 с.
7. Андрейчиков А.В. Компьютерная поддержка изобретательства (методы, системы, примеры применения) / А.В. Андрейчиков, О.Н. Андрейчикова. - М. : Машиностроение, 1998. - 476 с.
8. Ахрамович В.Н. Анализ и синтез клиноплунжерных широкодиапазонных зажимных патронов токарных автоматов: дисс. ... канд. техн. наук: 050301. - К., 1991 - . 209 с.
9. Ахрамович В.Н. Влияние жесткости элементов патронов на силу зажима / В.Н. Ахрамович // Машиностроитель. - 1996. - №1. - С. 19 - 20.
10. Безделев В.В. Расчет статически неопределимых арок / В.В. Безделев, В.В. Преженцева. - Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2004. - 25 с.
11. Бица Р.О. Застосування CAD/CAE систем для дослідження адаптивних затискних елементів токарних патронів / Р.О. Бица // Збірник

наукових праць міжнародної науково-технічної конференції студентів і молодих вчених «Молода наука. Технологія машинобудування», 06-08 квітня 2016р.: тези допов. - Краматорськ, 2016. - С. 33 – 37.

12. Бродский В.З. Введение в факторное планирование эксперимента / В.З. Бродский. - М. : Наука, 1976. - 195 с.

13. Быца Р.О. Адаптивные зажимные элементы зажимных патронов для токарных станков / Р.О. Быца // Сборник статей III международной научно-практической конференции «Новые технологии наукоемкого машиностроения: приоритеты развития и подготовка кадров», 27 ноября 2015 г., г. Набережные Челны (Россия). - Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2015. - С. 18-25.

14. Волошин В.Н. Синтез затискных патронов с позиционными многопрофильными затискными элементами для токарных верстатов: дис. ... кандидата техн. наук: 05.03.01. - К., 2003. - 234 с.

15. Волошин В.Н. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску / В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 грудня 2012р. : тези допов. - Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2012. - С. 66.

16. Денисенко А. Тенденции зарубежного станкостроения / А. Денисенко // Умное производство. - 2014. - Выпуск 27.

17. Дисперсионный анализ и синтез планов на ЭВМ / Маркова Е.В., Денисов В.И., Полетаева И.А., Пономарев В.В. - М.: Наука, 1982. - 196 с.

18. Душинский В.В. Оптимизация технологических процессов в машиностроении / В.В. Душинский, Е.С. Пуховский, С.Г. Радченко. - К. : Техника, 1977. - 176 с.

19. Європатент 2465626 EP, МПК В 23 В 31/14 В 23 В 31/16 Spannbacke zum einspannen von Werkstücken, sowie Spannfutter und Werkzeugmaschine hiermit / Hasan Bahri Atil, Ahmet Atil. ; заявник Hasan Bahri Atil. - № EP20110193526 ; заявл. 14.12.2011 ; опубл. 20.06.2012.

20. Європатент 1762339 EP, МПК В 25 В 1/24 Flexible Spannbacke für eineb Schraubstock / Jasko Sabanas. ; заявник System 3R International. - № EP20050019409 ; заявл. 8.09.2005 ; опубл. 6.04.2011.

21. Иващенко И.А. Некоторые факторы, влияющие на точность и жесткость трехкулачковых патронов / И.А. Иващенко // Станки и инструмент. - 1961. - №1. - С. 29 – 31.

22. Ібрагім Фархан Салман Аль Рефо. Підвищення точності пристроїв автоматичної зміни ЗЕ в токарному модулі: Дис. ... кандидата.техн. наук: 050301. - К., 2002. - 168 с.

23. Каталог продукції компанії " Ton Fou Enterprise Co., Ltd.". URL: <http://www.power-chuck-tonfou.com/> - 03.03.2015 р.

24. Каталог продукції компанії "Auto Strong". URL: http://www.auto-strong.com/web_e/company.html - 21.06.2015 р.

25. Каталог продукції компанії "Forkadt". URL: <http://www.forkardt.com/germany/de-en/products/power-chucks/> - 18.05.2015 р.

26. Каталог продукції компанії "Hahn+Kolb Gruppe". URL: <https://www.hahn-kolb.de/Produkte/1521.cgid/1521.cgid/de/DE/EUR/> - 19.05.2015 р.

27. Каталог продукції компанії "Kitagawa". URL: <http://www.kitagawa.global/en/products> - 08.02.2014 р.

28. Каталог продукції компанії "MMK Matsumoto". URL: <http://www.mmkmatsumoto.com/rotary-tables/> - 12.08.2015 р.

29. Каталог продукції компанії "Rohm Semiconductor". URL: <http://www.rohm.com/web/global/> - 27.03.2015 р.

30. Каталог продукції компанії "Samchully". URL: <http://www.samchully.com/products.whole.php> - 19.11.2014 р.

31. Каталог продукції компанії "Schunk". URL: <http://www.ru.schunk.com/schunk/index.html?country=RUS&lngCode=RU&lngCode2=RU&r=> - 15.04.2015 р.

32. Каталог продукції компанії "SEOAM MACHINERY IND.CO.,LTD ". URL: <http://seoktlim.tradekorea.com/product.do/> - 06.09.2015 р.

33. Кузнецов Ю.И. Оснастка ГПС для обработки тел вращения, корпусных деталей в условиях мелкосерийного производства / Ю.И. Кузнецов . - М. : ВНИИТЭМР, 1986. - 52 с.

34. Кузнецов Ю.И. Состояние и тенденции развития оснастки для оборудования ГПС мелкосерийного производства / Ю.И. Кузнецов. - М. : ВНИИТЭМР, 1985. - 72 с.

35. Кузнецов Ю.И. Технологическая оснастка станков с ЧПУ и промышленных роботов / Ю.И. Кузнецов . - М. : Машиностроение, 1987. - 112 с.

36. Кузнецов Ю.И. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник / Ю.И. Кузнецов, А.Р. Маслов, А.Н. Байков. - М. : Машиностроение, 1990. - 512 с.

37. Кузнецов Ю.И. Станочные приспособления металлорежущих станков с ЧПУ / Ю.И. Кузнецов, Р.Э. Сафраган, Б.А. Гончаренко. - К. : Техника, 1984. - 156 с.

38. Кузнецов Ю.Н. Контактные деформации зажимного элемента патронов с поверхностью круглой заготовки / Ю.Н. Кузнецов // Технология и автоматизация машиностроения. - 1979. - Вып. 2. - С. 30-37

39. Кузнецов Ю.Н. Оснастка ГПС для обработки тел вращения корпусных деталей в условиях мелкосерийного производства / Ю.Н. Кузнецов. - М. : ВНИИТЭМР, 1986. - 52 с.

40. Кузнецов Ю.Н. Синтез зажимных механизмов прутковых автоматов: дисс.... докт. техн. наук: 050301. - М., МВТУ им Н.Э.Баумана, 1984. - 515 с.

41. 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. Часть 2. Конструкции, расчеты и исследования зажимных механизмов / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Волошин, П.М. Неделчева, Ф.В. Эль-Дахаби. - К. : ООО "Змок" - ООО "Гнозис", 2010. - 466 с.

42. 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. Часть 1. Основные сведения и принципы создания

зажимных механизмов / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Волошин, П.М. Неделчева, Ф.В. Эль-Дахаби. - К. : ООО "Змок" - ООО "Гнозис", 2009. - 270 с.

43. Кузнецов Ю.Н. Выбор оптимального диаметра рабочего отверстия зажимной цанги / Ю.Н. Кузнецов, В.Н. Кузнецов // Технология и организация производства. - 1972. - №2. - С. 42 - 44.

44. Кузнецов Ю.М. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія / Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, О.В. Шевченко, В.Н. Волошин. - К. - Тернопіль : Тернограф, 2011. - 692 с.

45. Кушик В.Г. Анализ и синтез широкодиапазонных цанговых патронов прутковых автоматов: дисс.... канд. техн.наук: 050301. - К., 1993. - 199 с.

46. Луців І.В. Адаптивні затискні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали II Всеукраїнської науково-технічної конференції "Прогресивні технології в машинобудуванні", 10-15 лютого 2014р. : тези допов. - Львів, 2014. - С. 35.

47. Луців І.В. Адаптація затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС-2015): матеріали тез доповідей V міжнародної науково-практичної конференції, 19–22 травня 2015 р.: тези допов. - Чернігів: ЧНТУ, 2015. - С. 116-117.

48. Луців І.В. Адаптація механізмів затиску токарних верстатів / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» присвяченої 55-річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження Івана Пулюя, 19–20 травня 2015 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2015. - С. 116-117.

49. Луців І.В. Адаптивні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарного оброблення / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. - 2013. - Випуск 772. - С. 62 – 66.

50. Луців І.В. Визначення деформації поверхні контакту затискних елементів адаптивного типу / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2014. - С. 117.

51. Луців І.В. Геометрична адаптація затискних механізмів автоматизованого обладнання для токарної обробки / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку», 2— 4 червня 2015 р. : тези допов. - Краматорськ: ДДМА, 2015. - С. 66.

52. Луців І.В. Експериментальне дослідження адаптивних затискних елементів токарних кулачкових патронів / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулую, 18-19 травня 2016 р.: тези допов. - Тернопіль: ТНТУ, 2016. - С. 57-58.

53. Луців І.В. Забезпечення гнучкості токарних верстатів шляхом адаптації затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулую, 29-30 жовтня 2014 р.: тези допов. - Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2014. - С. 33.

54. Луців І.В. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». - 2013. - Випуск 41, частина I. - С. 166 – 170.

55. Луців І.В. Експериментальні дослідження затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О. Бица, В.М. Буховець // Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу», випуск 2, 14-18 вересня 2016р. : тези допов. - Херсон: ХНТУ, 2016. - С. 225-227.

56. Луців І.В. Експериментальні дослідження токарних самоцентрівних патронів з адаптивними затискними елементами / І.В. Луців, В.Н. Волошин, Р.О.

Бица, В.М. Буховець, Н.П. Кашуба // Збірник наукових праць VI Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 6-10 лютого 2017р.: тези допов. - Львів, 2017. - С. 70-72.

57. Лякас Р.И. Жесткость кулачков и точность центрирования токарных патронов / Р.И. Лякас // Станкостроение Литвы. Сборник статей по научно-производственным вопросам. - 1974. - Вып. 7. - С. 125 – 137.

58. Лякас Р.И. Исследование жесткости токарных патронов и ее нормирование: автореф. дисс... канд. техн. наук: 050301. - М., 1978. - 17 с.

59. Лякас Р.И. Погрешность центрирования токарных патронов вследствие заклинивания изделия в кулачках / Р.И. Лякас, П.И. Шилюнас // Станкостроение Литвы. Сборник статей по научно-производственным вопросам. - 1976. - Вып. 8. - С. 69 – 82.

60. Метод конечных элементов / под ред. П.М. Варвака. - К. : Высш. шк., 1981. - 176 с.

61. Мизгошин И.А. Интеллектуально управление производственными системами и процессами: принципы организации и инструменты / И.А. Мизгошин. - Тольяти : СНЦ РАН, 2012. - 214 с.

62. Моделирование контактных напряжений / В.И. Атопов, Ю.П. Сердобинцев, О.К. Славин и др. ; под ред В.И. Атопова. - М. : Машиностроение, 1988. - 272 с.

63. Моисеев Ю.И. Влияние силовых факторов на радиальное смещение деталей при установке в трехкулачковых самоцентрирующих патронах / Ю.И. Моисеев // Вестник машиностроения. - 1980. - №7. - С. 48 – 49.

64. Моисеев Ю.И. Исследование путей сокращения радиального и торцевого биения деталей при установке в универсальных самоцентрирующих патронах: автореф. дисс... канд. техн. наук: 050301. - М., 1977. - 30 с.

65. Моисеев Ю.И. Погрешность установки деталей в самоцентрирующих спирально-реечных патронах / Ю.И. Моисеев // Известия вузов. Машиностроение. - 1976. - №6. - С.166 – 169.

66. Новоселецький Б.В. Особливості технології обробки деталей типу тіл обертання на гнучких автоматичних лініях / Б.В. Новоселецький, Р.Г. Редько, О.І. Редько // Наукові нотатки. - 2014. - Випуск 47. - С. 125– 130.

67. Оркин В.И. Исследование усилий зажима универсальных токарных патронов / В.И. Оркин, А.И. Гильман // Технология и автоматизация машиностроения. - 1981. - Вып. 27. - С. 58 – 60.

68. Орликов М.Л. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков / М.Л. Орликов, Ю.Н. Кузнецов. - М. : Машиностроение, 1987. - 142 с.

69. Офіційний сайт Берлінського технічного університету. URL: http://www.ifw.tu-berlin.de/wzm/Forschung/Sp.../span_flexibel.htm - 09.06.2015 р.

70. Павлов А.Г. Управление динамической точностью при обработке на станках / А.Г. Павлов. - Красноярск : Изд-во Красноярского ун-та, 1989. - 176 с.

71. Патент Німеччини 4316881 DE, МПК В 23 В 31/39 Spannbackenoberteil für ein Spannfutter und Verfahren zur Verwendung desselben / Valdas S Ramunas, Richard H Monday. ; заявник Kennametal Inc. - № DE19934316881 ; заявл. 19.05.1993 ; опубл. 2.12.1993.

72. Патент Німеччини 0103270 EP, МПК В 23 В 31/10 Spannbacke für Aufspannvorrichtungen / Hans-Günther Prof. Dr.-Ing. Rohs. ; заявник Oerlikon-Boehringer Gmdh. - №EP19830108839 ; заявл. 7.09.1993 ; опубл. 21.03.1984.

73. Пат. 105514 Україна, МПК В 23В31/10. Адаптивний затискний кулачок / Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О.; заявник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. - № u 2015 08587; заявл. 04.09.15; опубл. 25.03.16.

74. Перспективы развития станков // Росстанкоцентр. URL: <http://www.rscstanki.ru/archives//70> - 15.07.2015 р.

75. Расчеты экономической эффективности новой техники: Справочник / Под общ. ред. К.М. Великанова. - Л.: Машиностроение, 1990. - 448 с.

76. Редько Р.Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р.Г. Редько, О.І. Редько, В.В. Шанайда, Р.А. Скларов // Наукові нотатки. - 2014. - Випуск 44. - С. 249– 253.
77. Резание с ограниченным использованием смазочно-охлаждающей жидкости // ИТО-Технология. - 2004. - №5. - С. 21 - 28.
78. Савош І.В. Спеціальне оснащення для одношпіндельних токарно-револьверних автоматів / І.В. Савош, Р.Г. Редько, О.Ю. Повстяной // Наукові нотатки. - 2014. - Випуск 47. - С. 160– 165.
79. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков ; под.ред Ю.Н. Кузнецова. - К. : Техника; София: Гос.изд-вл "Техника", 1988. - 221 с.
80. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник / Ю.Н. Кузнецов, А.А. Вачев, С.П. Сяров, А.Й. Цървенков ; под ред. Ю.Н.Кузнецова. К. : Техника; София : Техника, 1988. - 222 с.
81. Світовий патент 9817429, МПК В 23 В 31/16 Complaint top jaws with machinable inserts / Reyes P. ; заявник Eden Drive . опубл. 30.04.1998.
82. Семехин М. Влияние жесткости токарных патронов на точность обработки / М. Семехин. - Тула: Изд-во ТулПИ, 1966. - 87 с.
83. Сливкер В.И. Строительная механика. Вариационные основы / В.И. Сливкер. - М. : И-во Ассоциации строительных вузов, 2005. - 736 с.
84. Сопротивление материалов: учебник для вузов / Г. С. Писаренко, В. А. Агарев, А. Л. Квитка и др. - К. : Вища школа, 1986. - 775 с.
85. Статистические методы в инженерных исследованиях / В.П. Бородюк, А.П. Ворошин, А.З. Иванов и др. - М. : Высш. шк., 1983. - 216 с.
86. Сяров С.П. Исследование точности позиционирования при различных положениях контакта детали с кулачком / С.П. Сяров // Технология и автоматизация машиностроения. - 1982. - Вып. 29. - С. 96 – 99.
87. Хаймович Е.М. Силовые зависимости и надежность работы автоматических трехкулачковых патронов / Е.М. Хаймович, Ю.В. Пересадько // Станки и инструмент. – 1969. - №11. - С. 19 – 20.

88. Andrae P. Hochleishing Zerspanung von aluminium knotlegierungen: Diss. - Hannover: TU, 2002. - 142 s.
89. Bahrke U. Flexible Spannbacken für die Drehbearbeitung: Diss. - Berlin: IPK, 1998. - 168 s.
90. Byrne G. Advancing cutting technology / G. Byrne, D. Dornfeld, B. Denkena // CIRP Annals. - 2003. - №52. - S. 483 - 507.
91. Eggert J. Schmierung von Drehfuttern / J. Eggert // Industrieanzeiger. - 1979. - №14. - S. 267 – 268.
92. Lutsiv Igor. Experimental research of deformation zone of adaptive clamping elements for lathe jaws chucks / Igor Lutsiv, Vitalij Voloshyn, Roman Bytsa // Scientific journal of the Ternopil national technical university. - 2016. - №2 (82). - pp. 55-61.
93. Lutsiv I. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface / I. Lutsiv, V. Voloshyn, R. Bytsa // Machines, Technologies, Materials. International journal. Bulgaria. - 2015. - Issue 12/2015. - pp. 64-67.
94. Lutsiv I. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface / I. Lutsiv, V. Voloshyn, R. Bytsa // Scientific proceedings of the scientific-technical union mechanical engineering «IX International Conference for Young Researches «Technical Sciences and Industrial Management»», 07–10.09.2015. - Burgas (Bulgaria), 2015. - Vol. 18/181. - pp. 42-45.
95. Mette U. Mehr Leistung mit CFK-Bandagen / U. Mette // Industrieanzeiger. - 2000. - №36. - S. 62.
96. Pahlitsch G. Plan- und Planlaufabweichungen beim Spannen von Werkstücken in Dreibackenfutter / G. Pahlitsch, W. Hellwig // Werkstattstechnik. - 1966. - №4. - S. 161 – 168.
97. Pahlitsch G. Spanngenaugigkeit von Dreibackenfuttern / G. Pahlitsch, W. Hellwig // Maschinenbautechnik. - 1968. - №10. - S. 514 – 517.
98. Pegels H. Die Spanntechnik stellt sich auf die Entwicklung numerisch gesteuerter Drehmaschine ein / H. Pegels // Techn. Zbl. prakt. Metallbearbeitung. - 1973. - №9. - S.393 – 396.

99. Raschke W. Futterspannkraft als technische Grenze bei der Optimierung der Drehbearbeitung / W. Raschke, G. Wunderlich // Maschinenbautechnik. - 1983. - №12. - S. 543– 547.
100. Rudolph U. Faserverbundkunststoff erweitert die Systemgrenzen für Werkzeugmaschinenkomponenten / U. Rudolph, C. Stelzer // ZWF. - 1993. - №10. - S. 475 – 478.
101. Schulz H. Konstruktive Besonderheiten beim Hochgeschwindigkeitsdrehmaschinen / H. Schulz, T. Schneider // Werkstatt und Betrieb. - 1994. - №4. - S. 873 - 875.
102. Schulz H. Bedeutung der Werkstücksteifigkeit beim Drehen / H. Schulz, H.-D. Wagner // Werkstatt und Betrieb. - 1984. - №3. - S. 173 – 174.
103. Schulz H. Ermittlung der Betriebsspannkraft von Drehfuttern unter Berücksichtigung der Systemsteifigkeiten / H. Schulz, H.-D. Wagner // Industrieanzeiger. - 1987. - №35/36. - S. 53 – 54.
104. Schulz H. Nutzung der Arbeitsvermögens von Spannfuttern unter Beachtung der Systemsteifigkeit / H. Schulz, H.-D. Wagner // Werkstatt und Betrieb. - 1986. - №8. - S. 697 – 700.
105. Seliger G. Wirstsehaliche Planung automatisierter Fertigungssysteme: Diss. - Berlin: TU,1983. - 148 s.
106. Spur G. Flexible clamping jaws for circular sections / G. Spur, U. Bahrke // Seventh International Conference on Production Precision Engineering, 4th International Conference on High Technology, 15–17 September 1994. - Chiba, Japan, 1994. - pp. 277 - 282.
107. Spur G. Reserven nutzen Bauteile aus Faserverbundkunststoff erhöhen die Belastbarkeit von Spannfutter / G. Spur, U. Rudolph // Maschinenmarkt. - 1994. - №38. - S. 72 – 74.
108. Spur G. Spannkraft kraftbetätigter Dreibakenfutter regeln / G. Spur, G. Stelzer // Werkstatt und Betrieb. - 1994. - №4. - S. 259 – 260.
109. Spur G. Spannkraftsensoren in Drehfutter / G. Spur, G. Stelzer // ZWF. - 1991. - №10. - S. 512 – 516.

110. Spur G. Closed-loop control in power operated three-jaw chucks / G.Spur, C. Stelzer // Seventh International Conference on Production Precision Engineering, 4th International Conference on High Technology, 15–17 September 1994. - Chiba, Japan, 1994. - pp. 271-276.

111. Steinberger J. Erreichbare Rund- und Planlauffehler in Abhängigkeit von den Einzeltoleranzen bei Dreibackenfuttern / J. Steinberger // Werkstatt und Betrieb. - 1967. - №11. - S. 833 – 835.

112. Steinberger J. Spannkrafte und Spannzeuge zum Hochgeschwindigkeitsdrehen / J. Steinberger // Werkstatt und Betrieb. - 1982. - №7. - S. 449 – 454.

113. Stos J. Wplyw sztywnosci zamocowania przedmiotu w uchwycie tokarskim na dokladnosc powierzchni obrobionej / J. Stos // Mechanik. - 1980. - №5-6. - S. 275 – 279.

114. Thormählen K.-H. Ausnutzen der Spannkräfte von Drehfuttern maximiert die Zerspannleistung / K.-H. Thormählen // Maschinenmarkt. - 1980. - №52. - . 1018 – 1021.

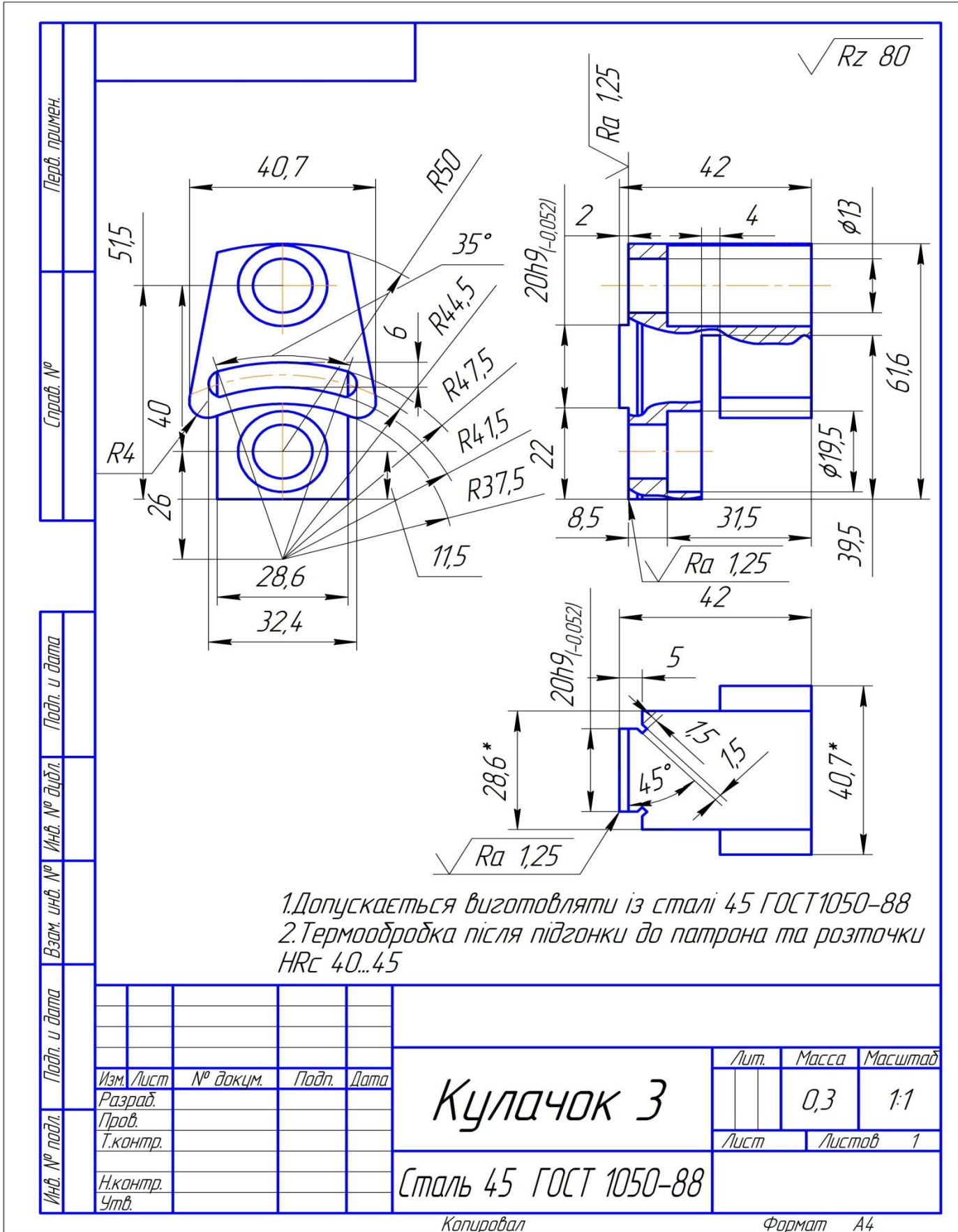
115. Tönshoff H. Machine tool monitoring applied to lathe chucks / H. Tönshoff, H.Noske // CIRP Annals. - 1990. - №1. - S. 429 – 432.

116. Tönshoff H. Spannungskraftüberwachung and Drehmaschinen / H. Tönshoff // Technica (Suisse). - 1991. - №20. - S. 43 – 48.

117. Weisser W. Beitrag zur Steigerung der Flexibilität von Greif und Spannvorrichtungen für rotation symmetrische werkstücke: Diss. - Berlin: TU, 1979.- 144 s.

118. Zechel R. Spannfutter betrieblicher smieren / R. Zechel // Werkstatt und Betrieb. - 1993. - №10. - S. 647 – 648.

ДОДАТКИ



Картини напруженого та деформованого стану адаптивного ЗЕ при різних діаметрах оброблюваних заготовок

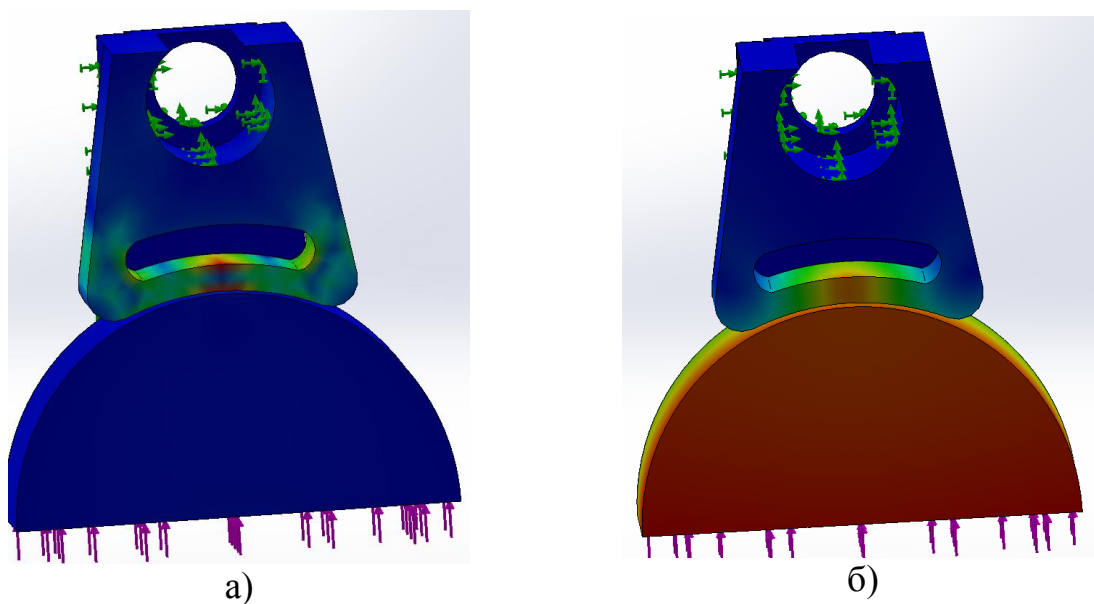


Рис. Б.1. Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 67 мм в середовищі CAD/CAE-системи

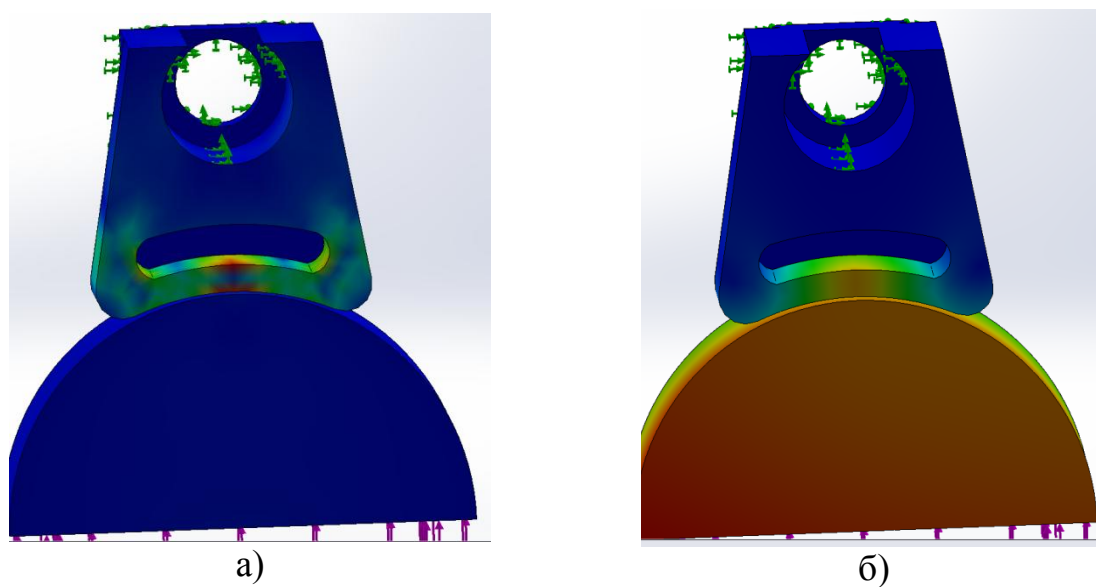


Рис. Б.2. Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 69 мм в середовищі CAD/CAE-системи

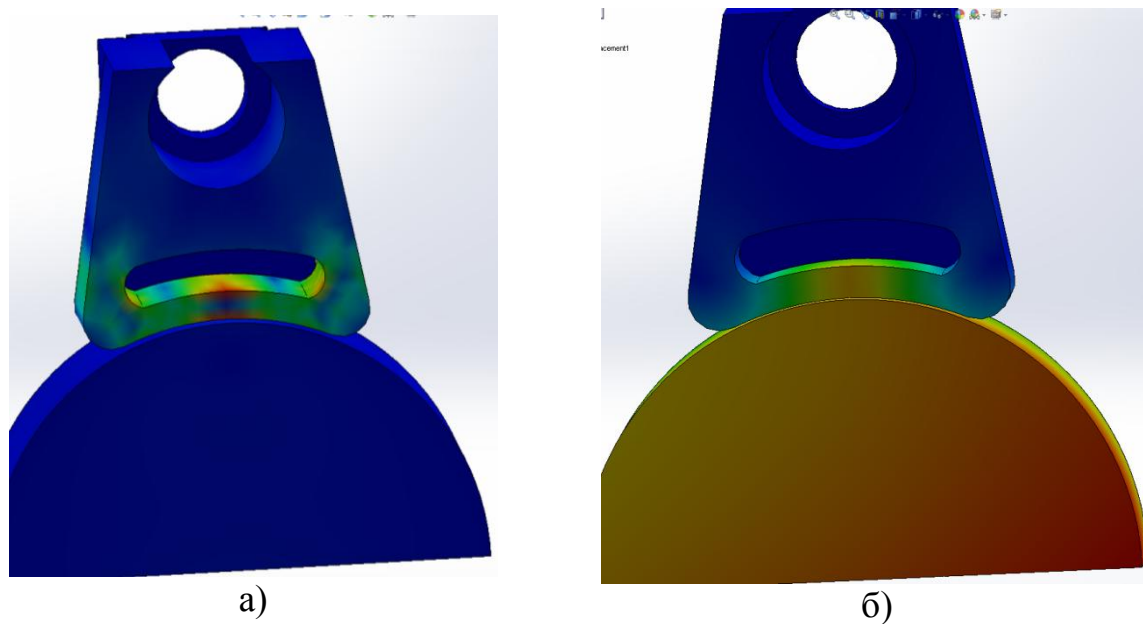


Рис. Б.3. Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 71 мм в середовищі CAD/CAE-системи

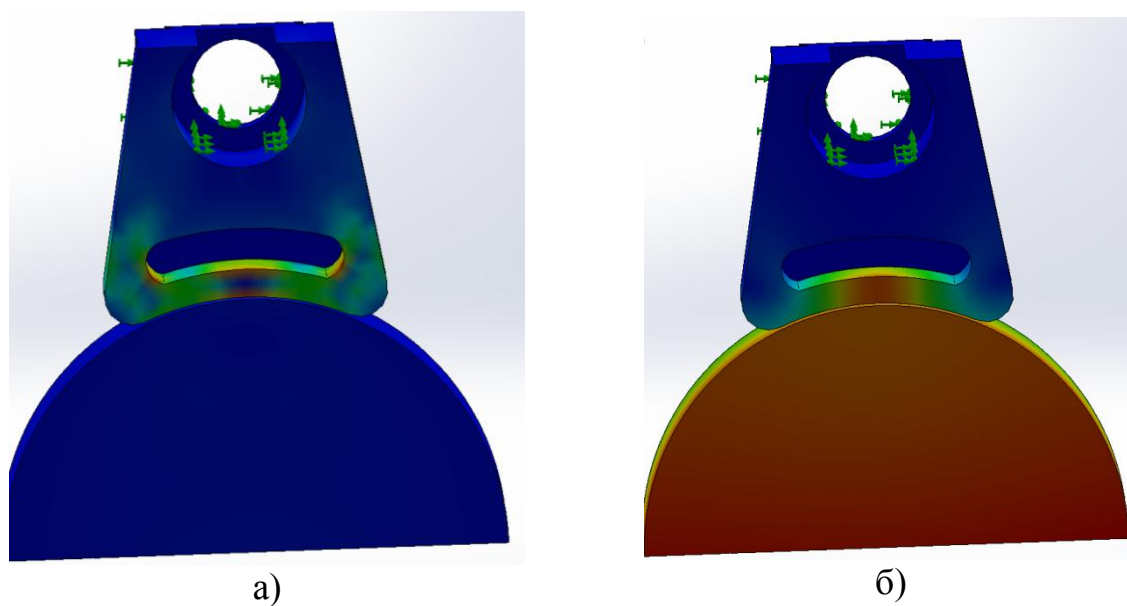


Рис. Б.4. - Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 73 мм в середовищі CAD/CAE-системи

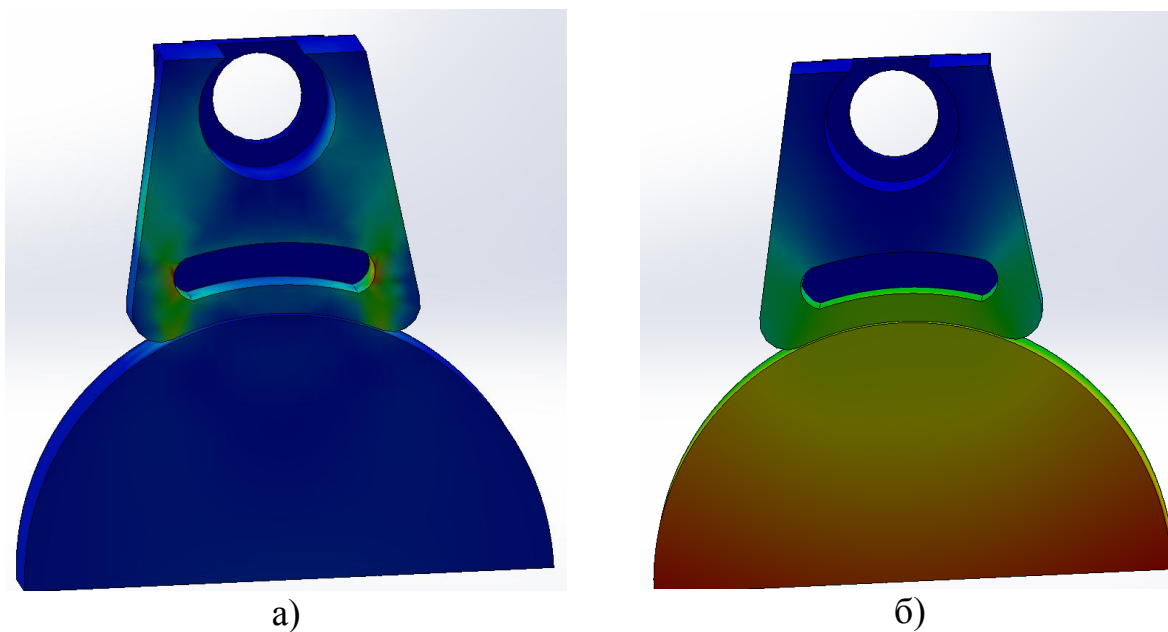
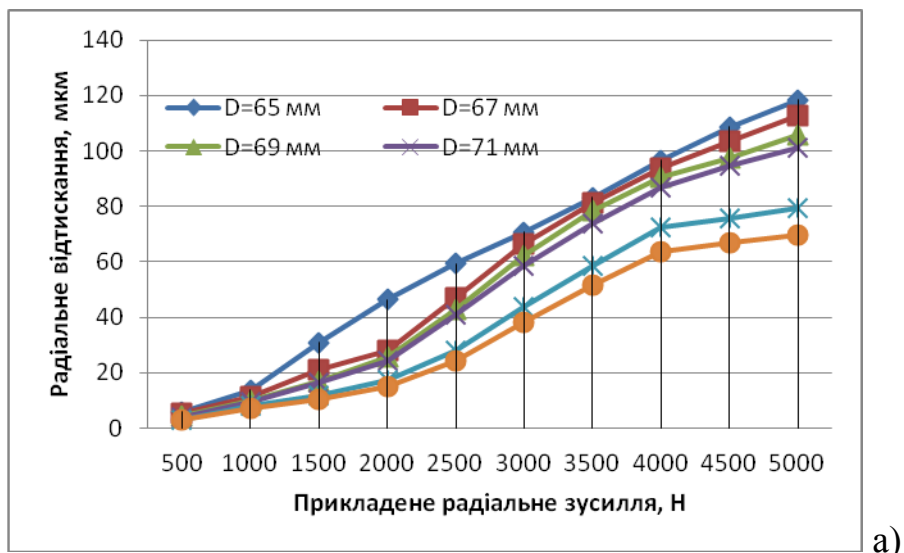


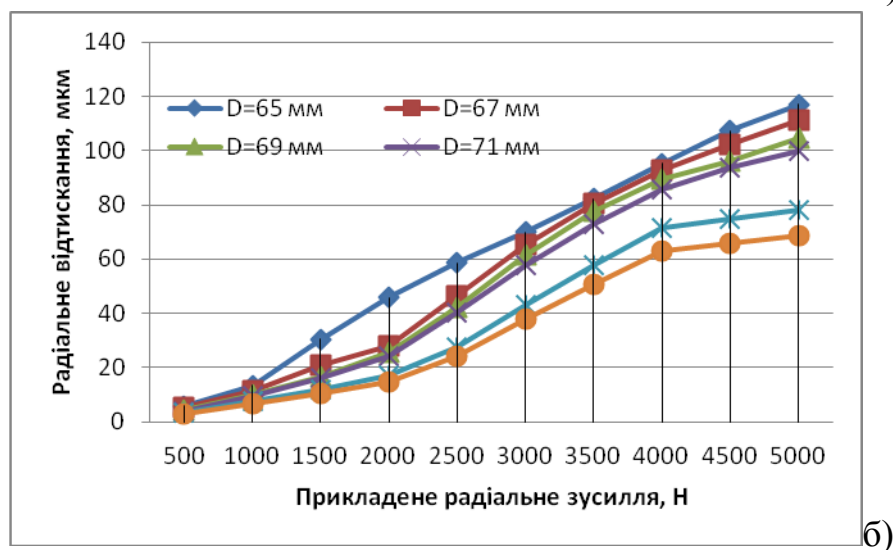
Рис. Б.5. - Картина напруженого (а) та деформованого (б) стану адаптивного ЗЕ, отримана при комп'ютерному моделюванні для діаметра заготовки 75 мм в середовищі CAD/CAE-системи

Додаток В

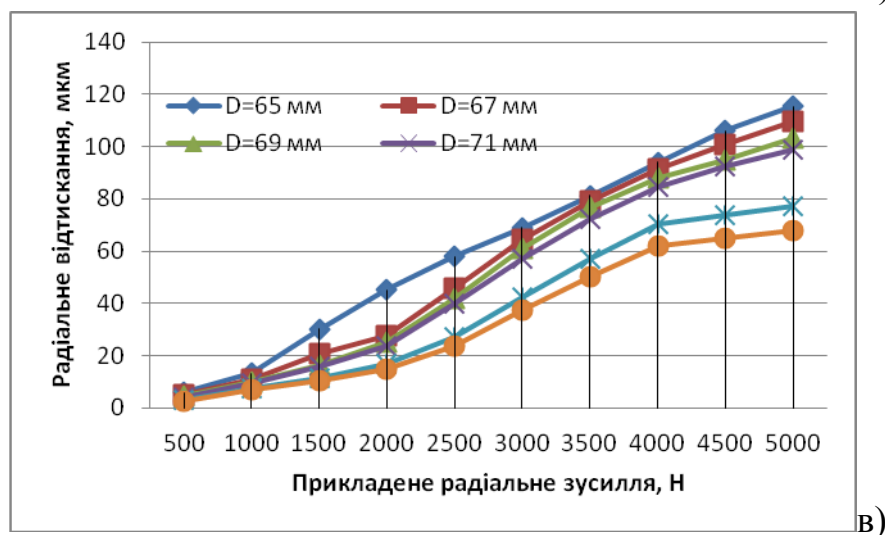
Залежності величини радіального відтискання оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при різних положеннях адаптивного ЗЕ та різному зусиллі затиску



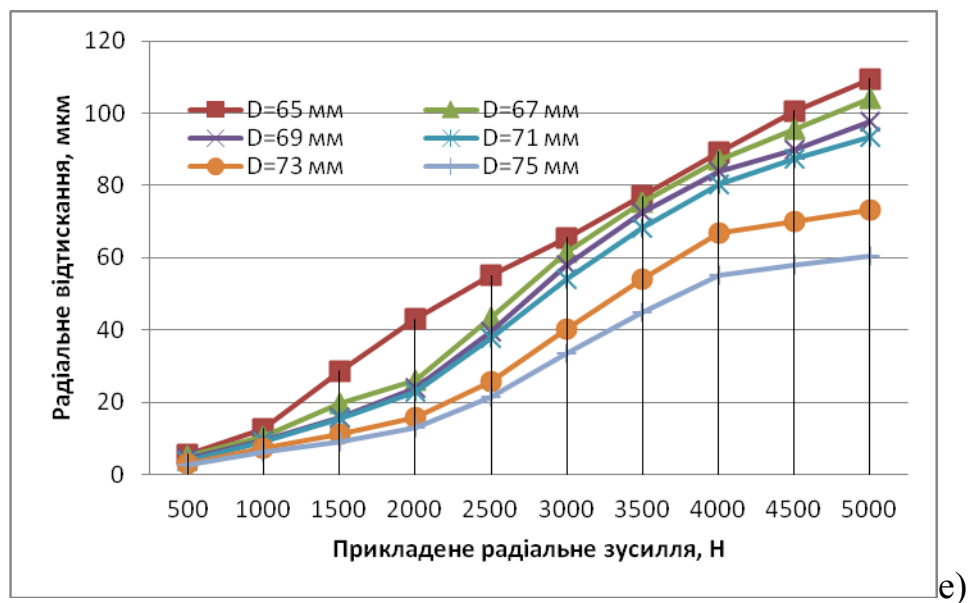
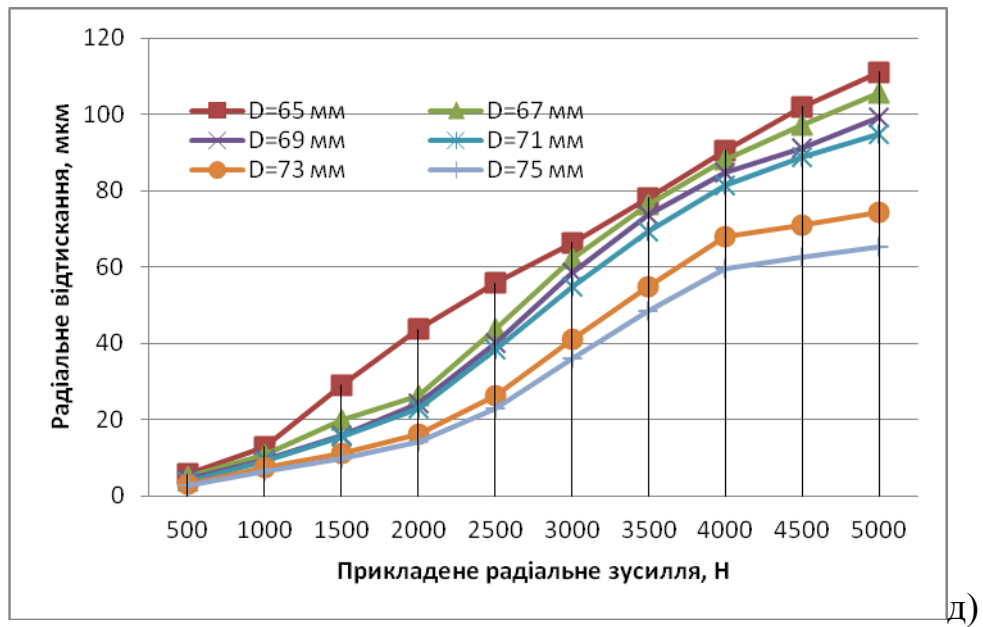
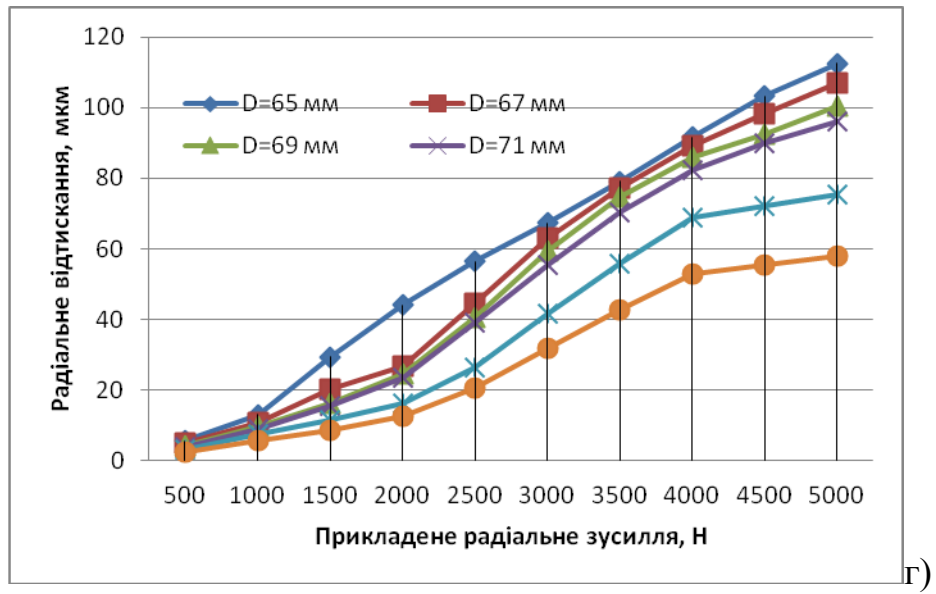
а)

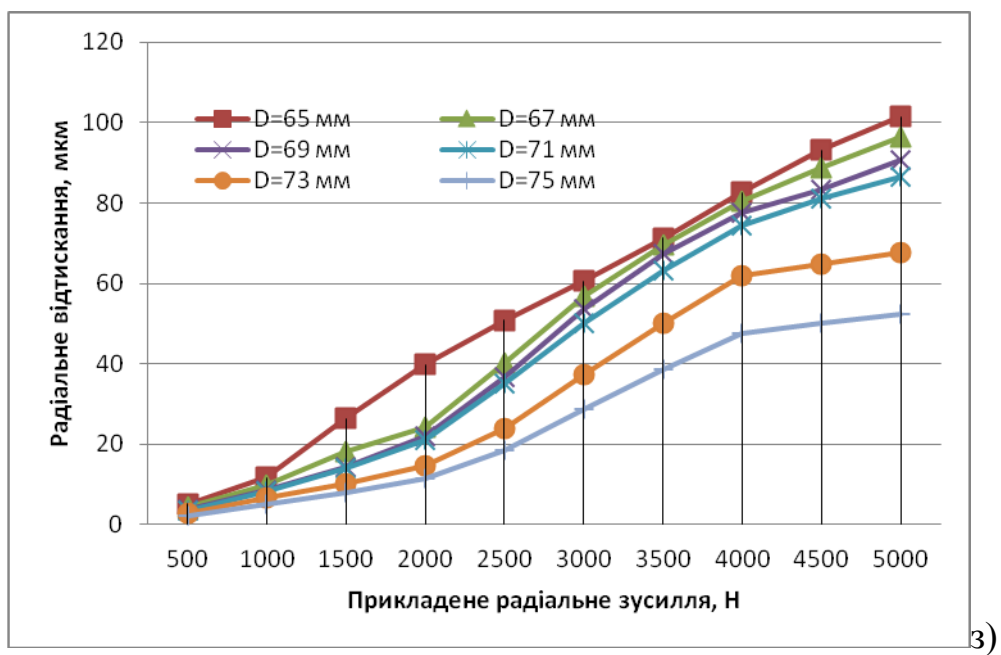
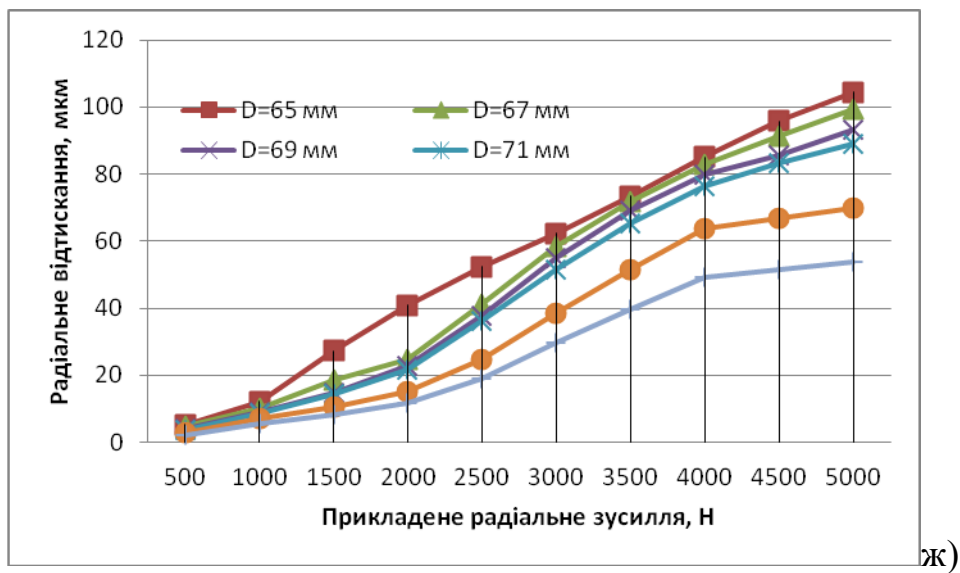
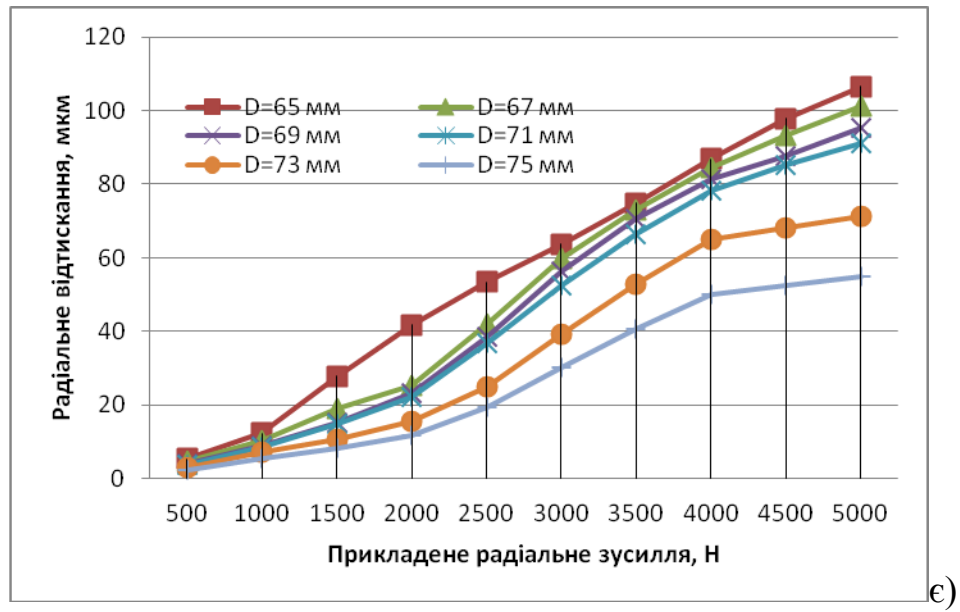


б)



в)





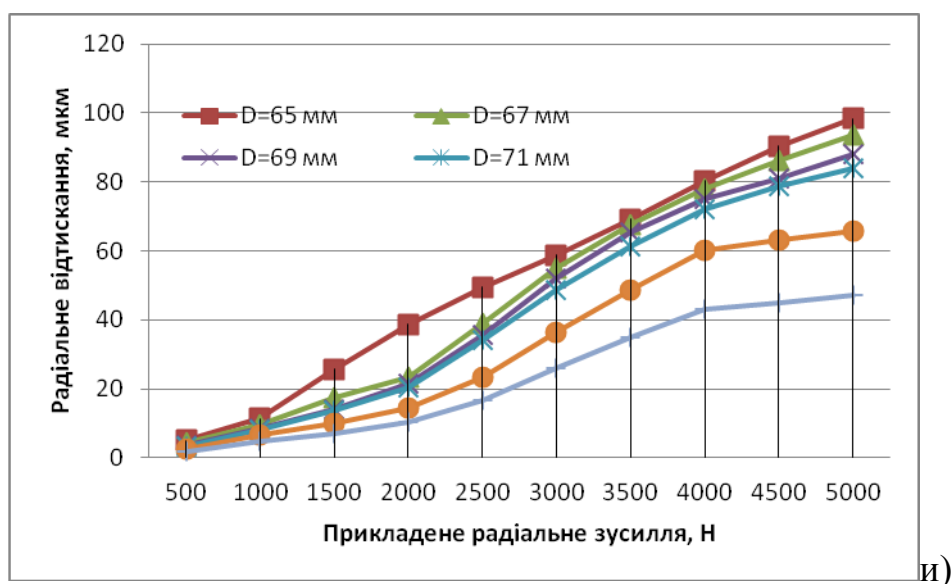
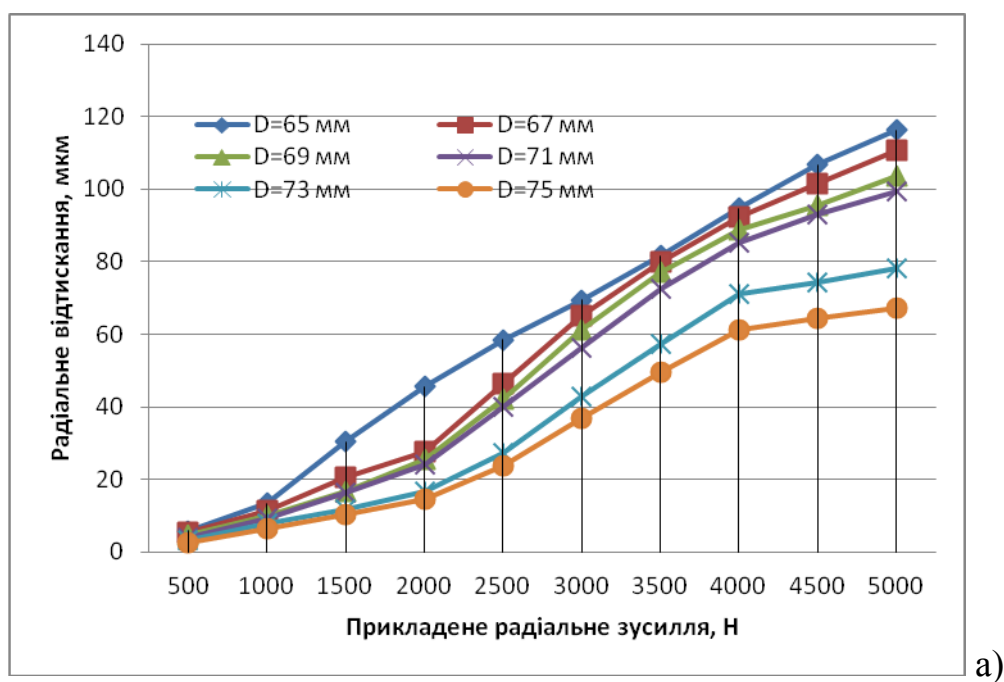
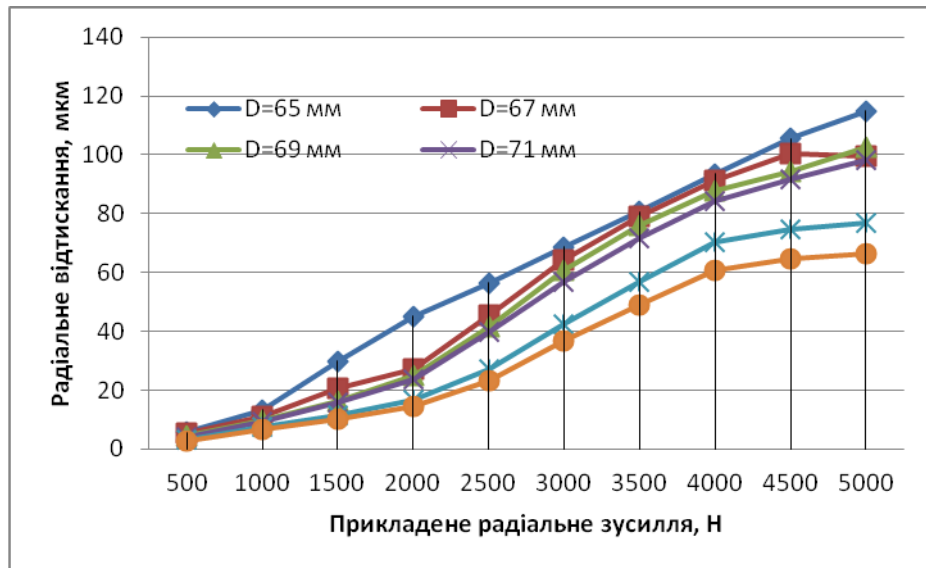
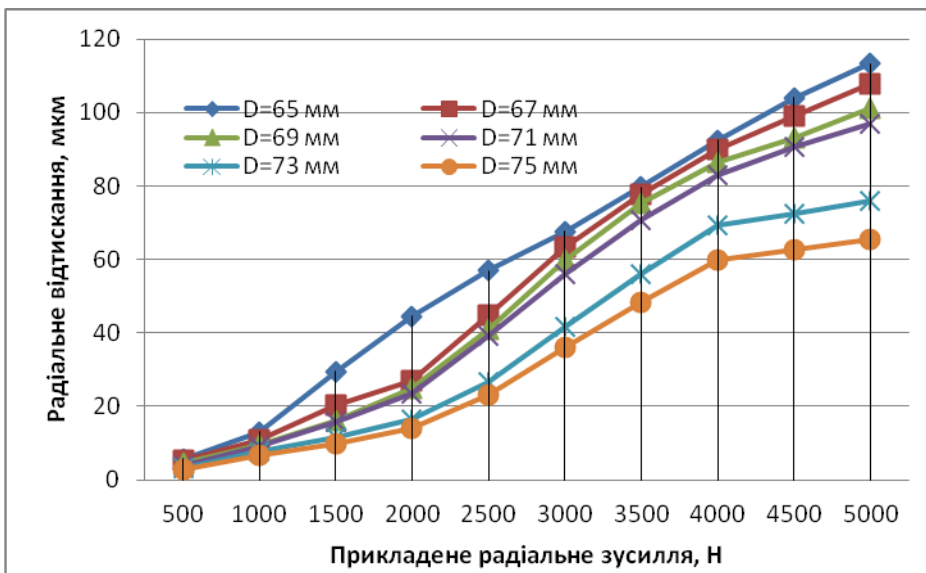


Рис.В.1. Графічне зображення залежності величини радіального відтиснення оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при положенні адаптивного ЗЕ в 0° та 120° при зусиллі затиску: а - 35 Нм, б - 70 Нм, в - 105 Нм, г - 140 Нм, д - 175 Нм, е - 210 Нм, є - 245 Нм, ж - 280 Нм, з - 315 Нм, и - 350 Нм.

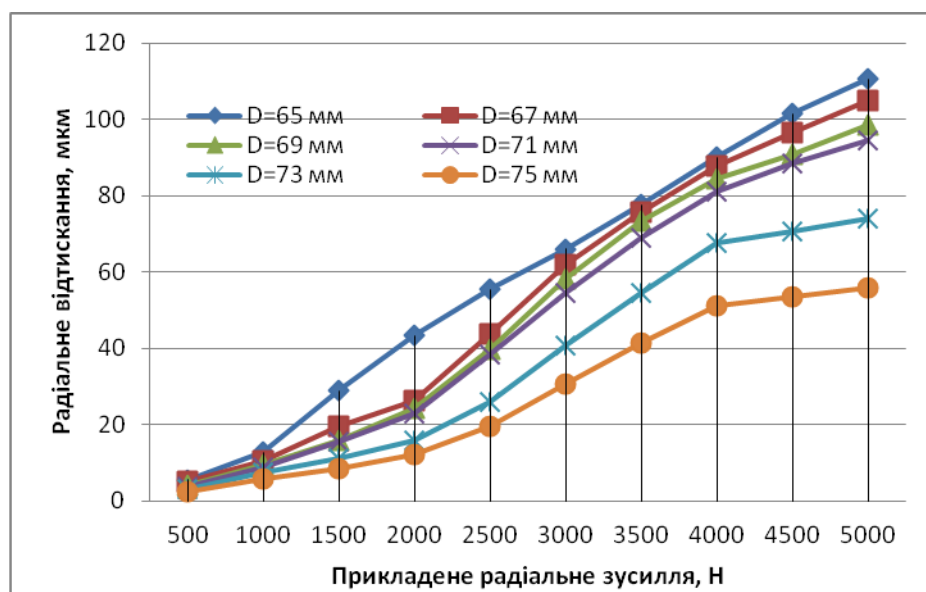




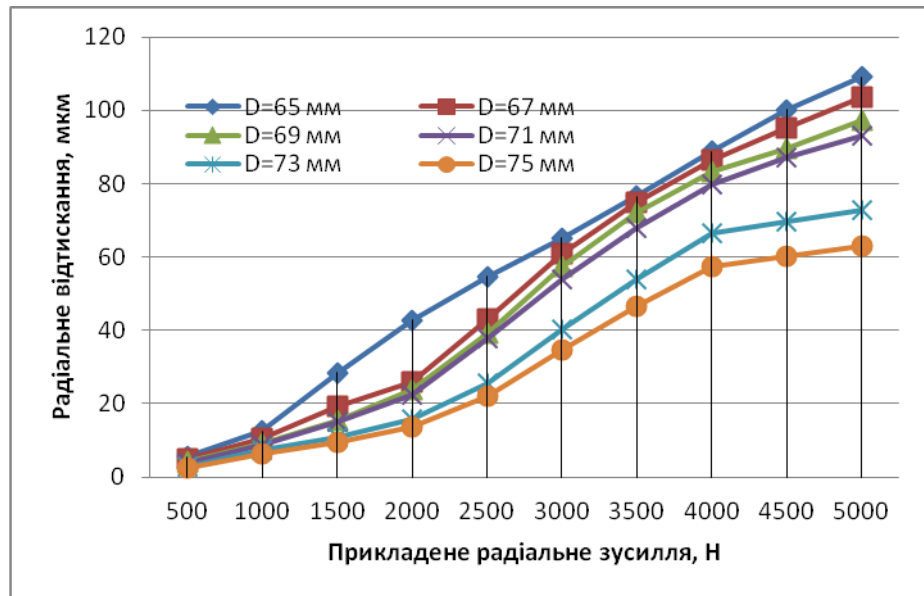
б)



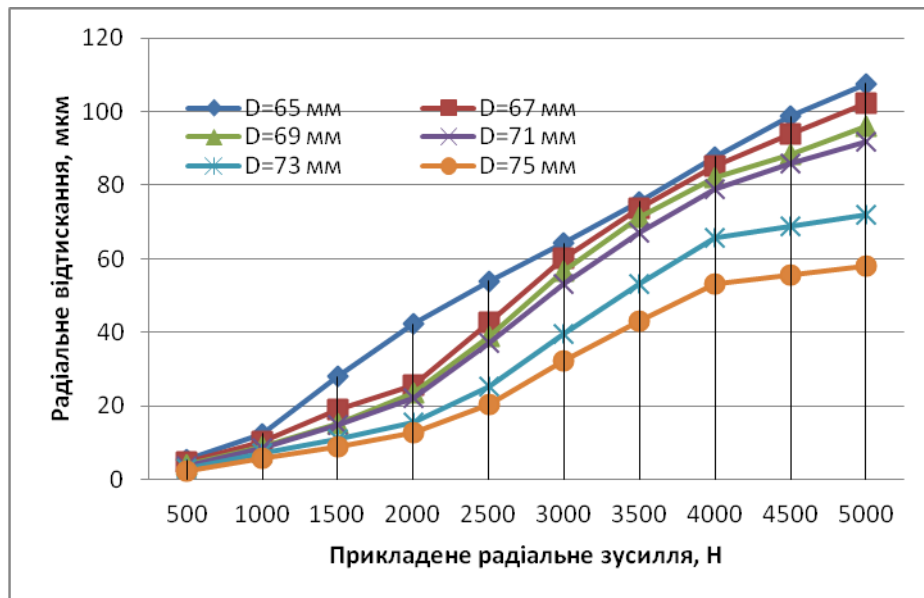
в)



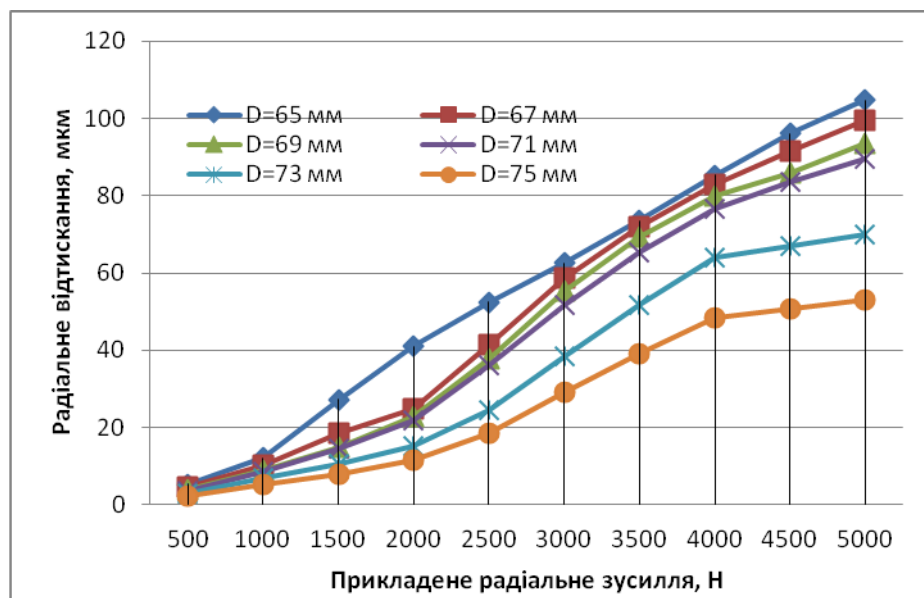
г)



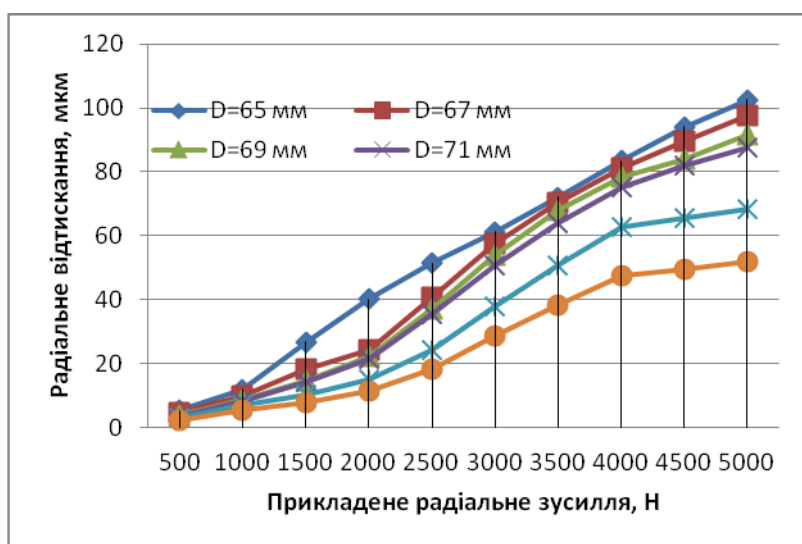
Д)



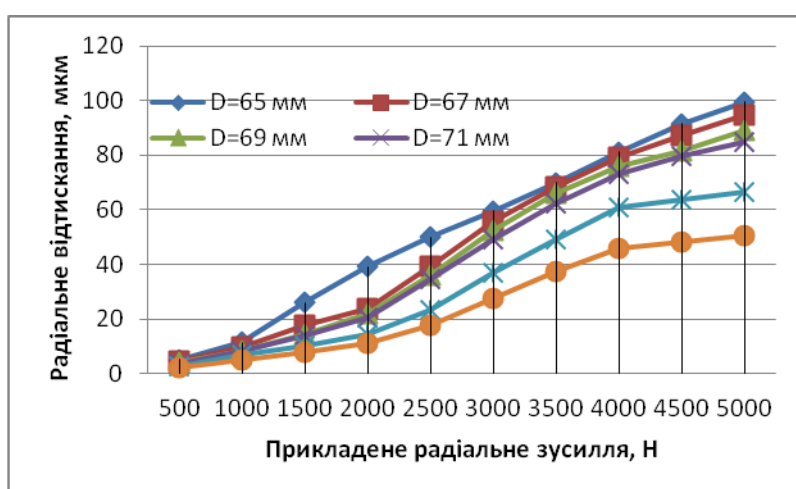
е)



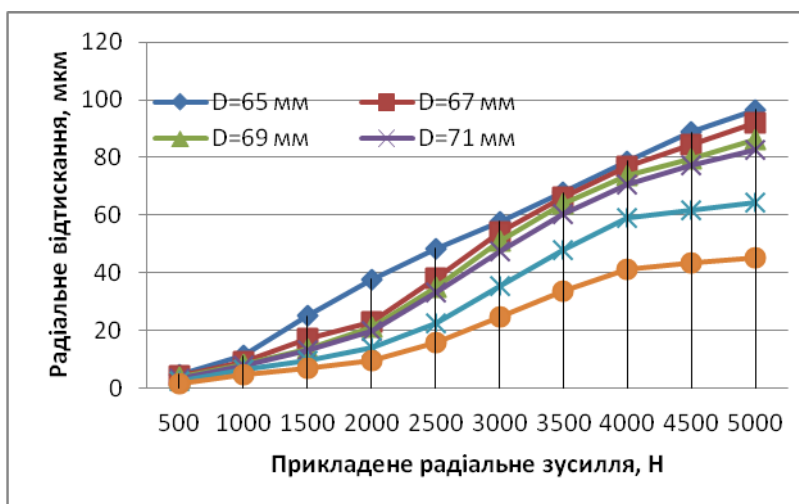
є)



ж)

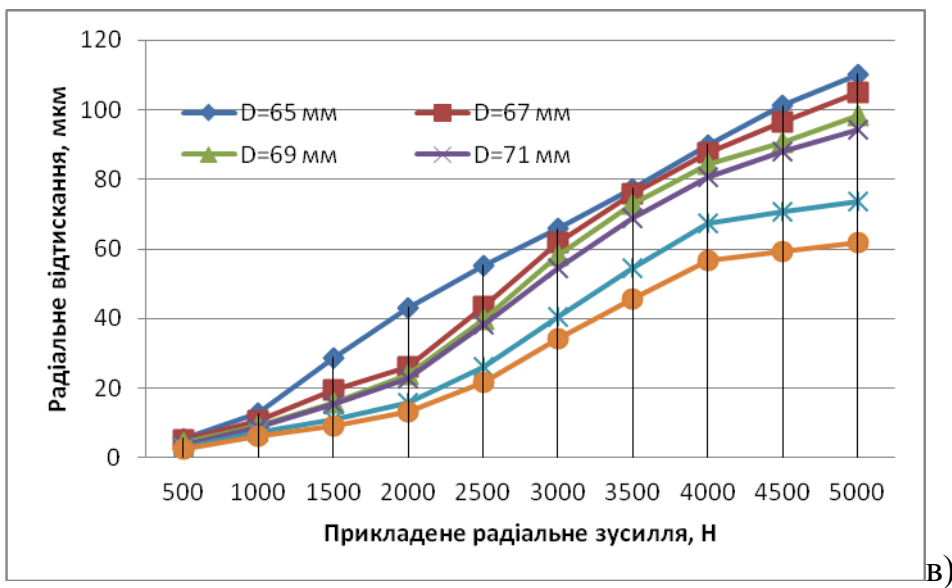
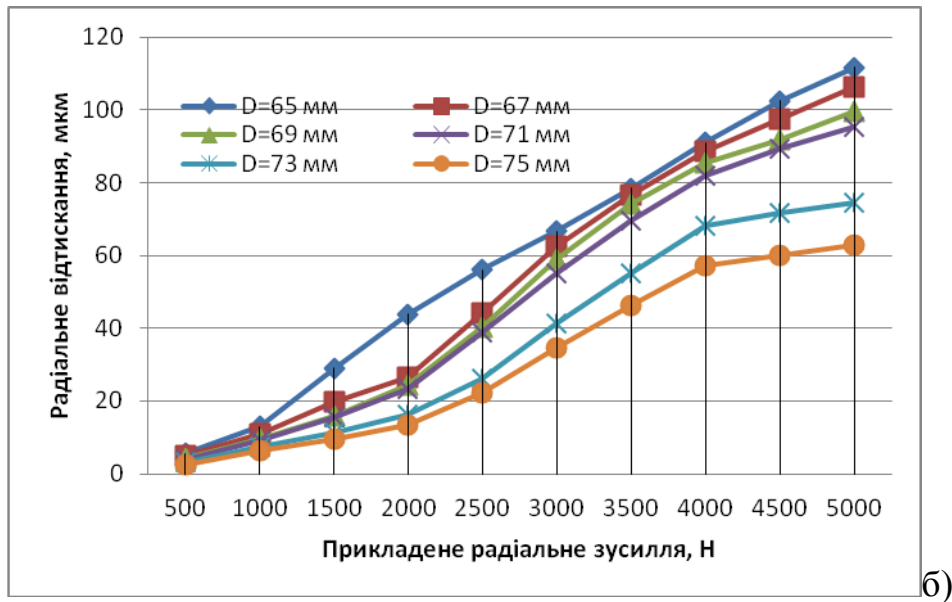
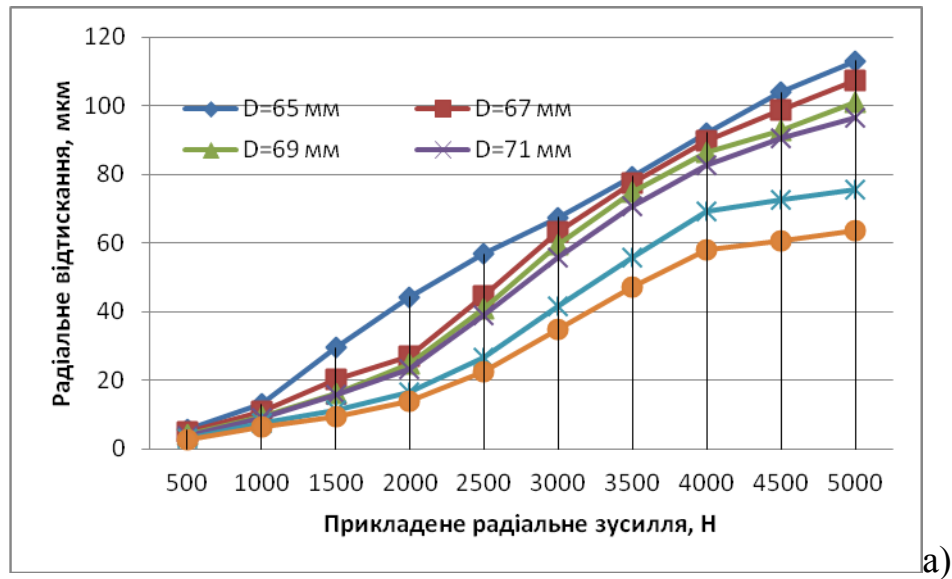


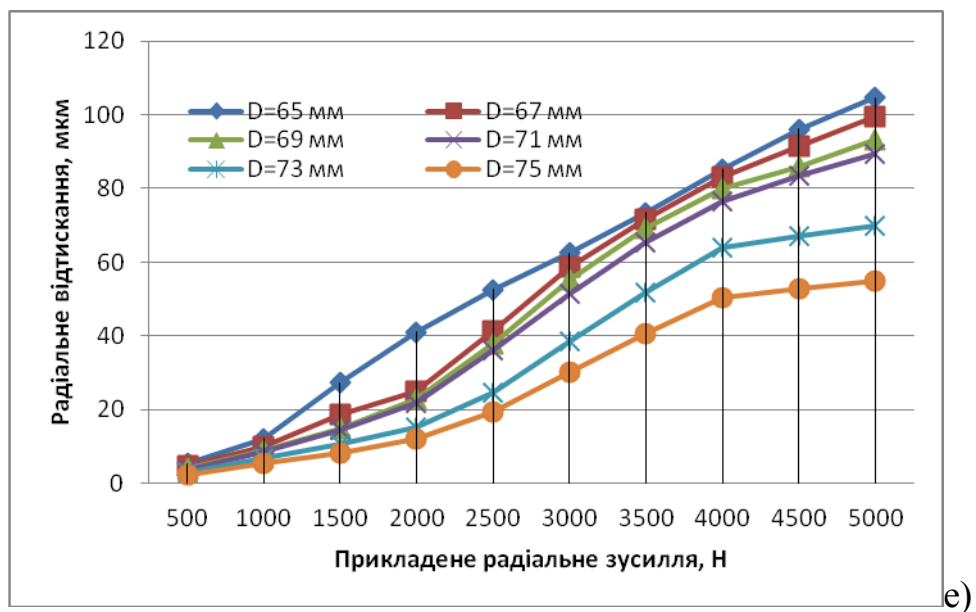
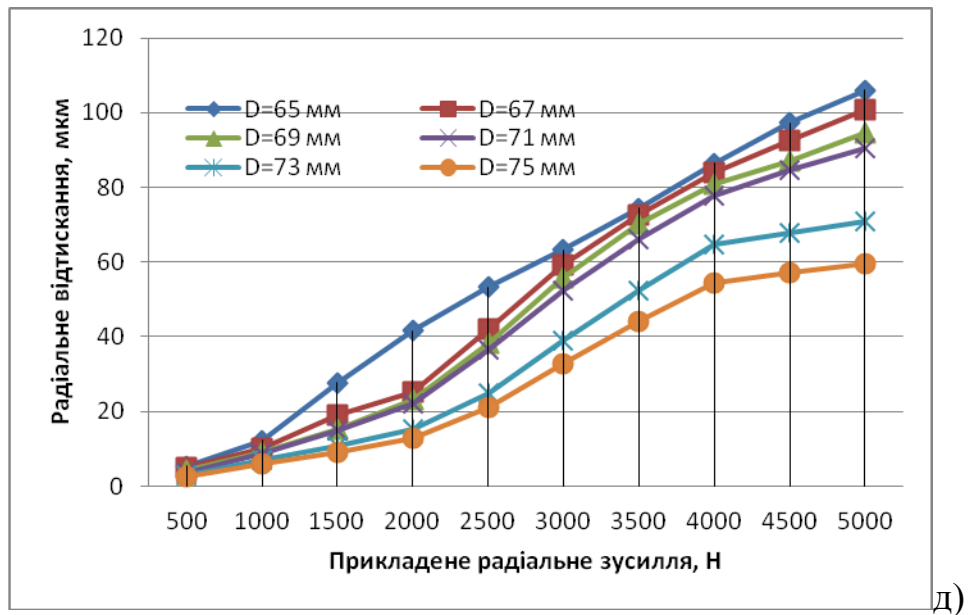
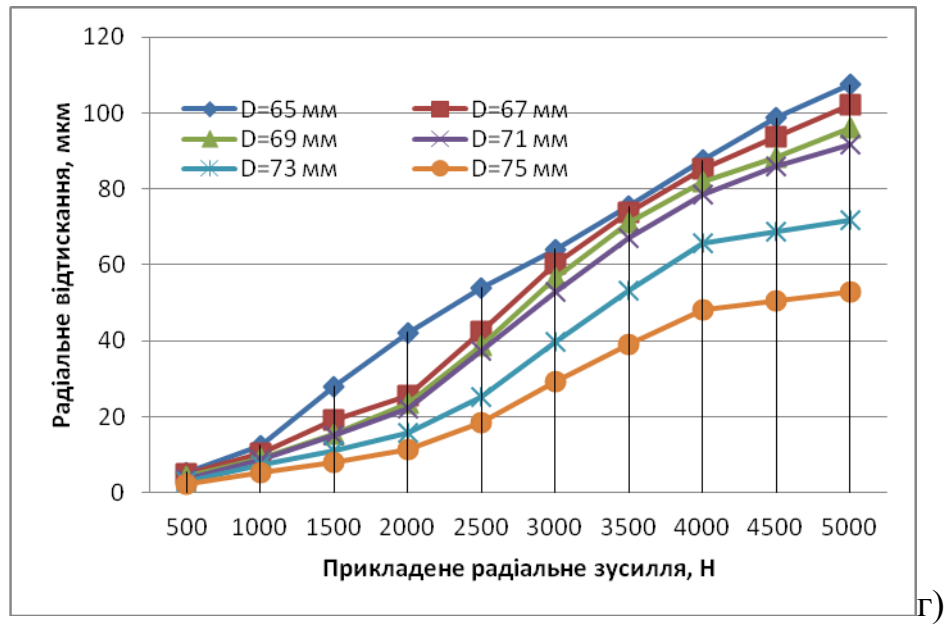
з)

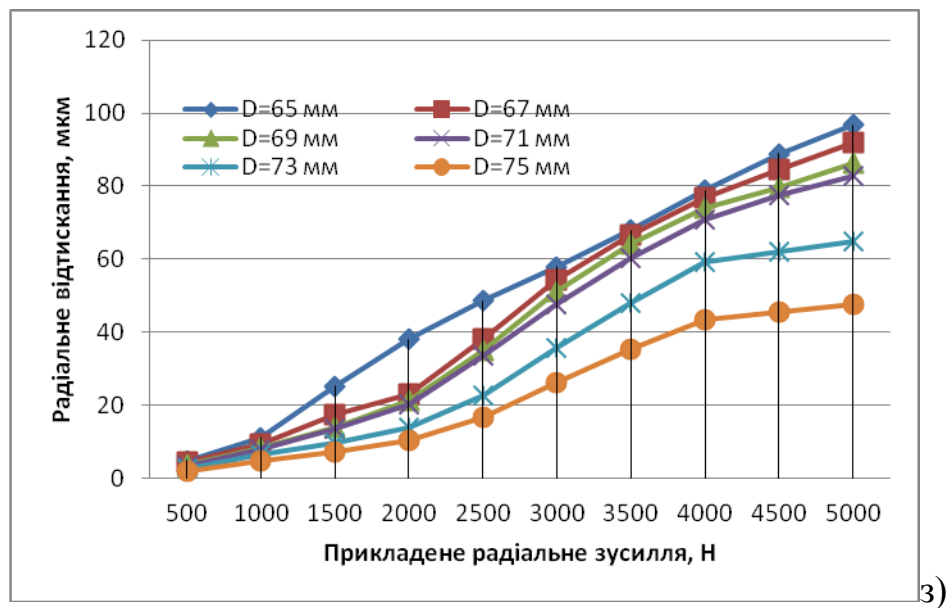
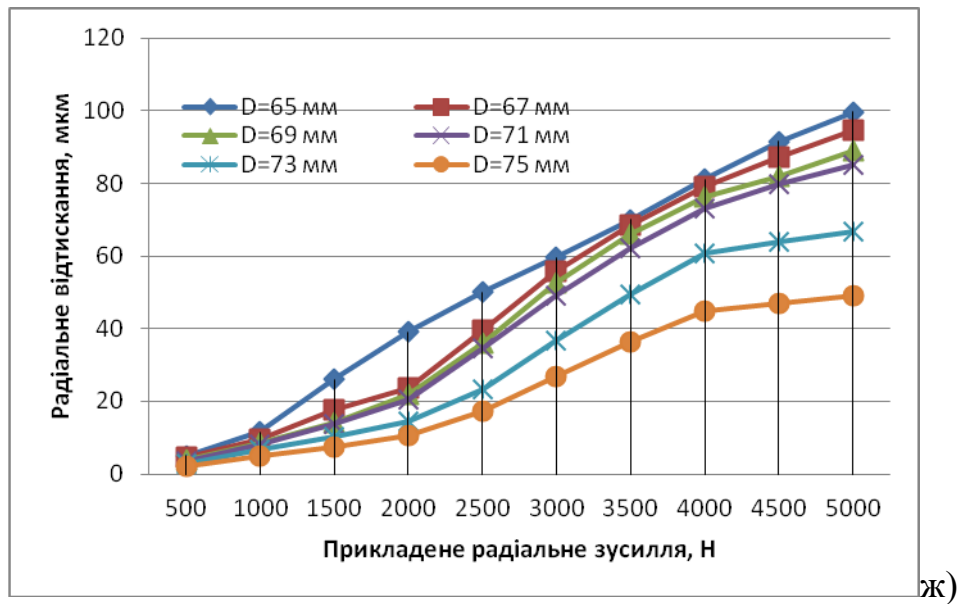
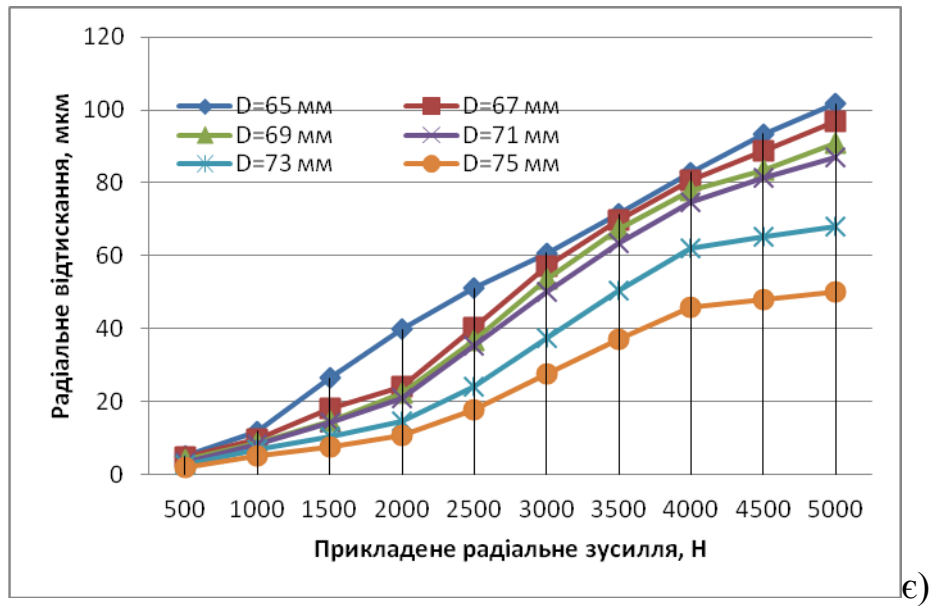


и)

Рис.В.2. Графічне зображення залежності величини радіального відтиснення оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при положенні адаптивного ЗЕ в 30° при зусиллі затиску: а - 35 Нм, б - 70 Нм, в - 105 Нм, г - 140 Нм, д - 175 Нм, е - 210 Нм, є - 245 Нм, ж - 280 Нм, з - 315 Нм, и - 350 Нм.







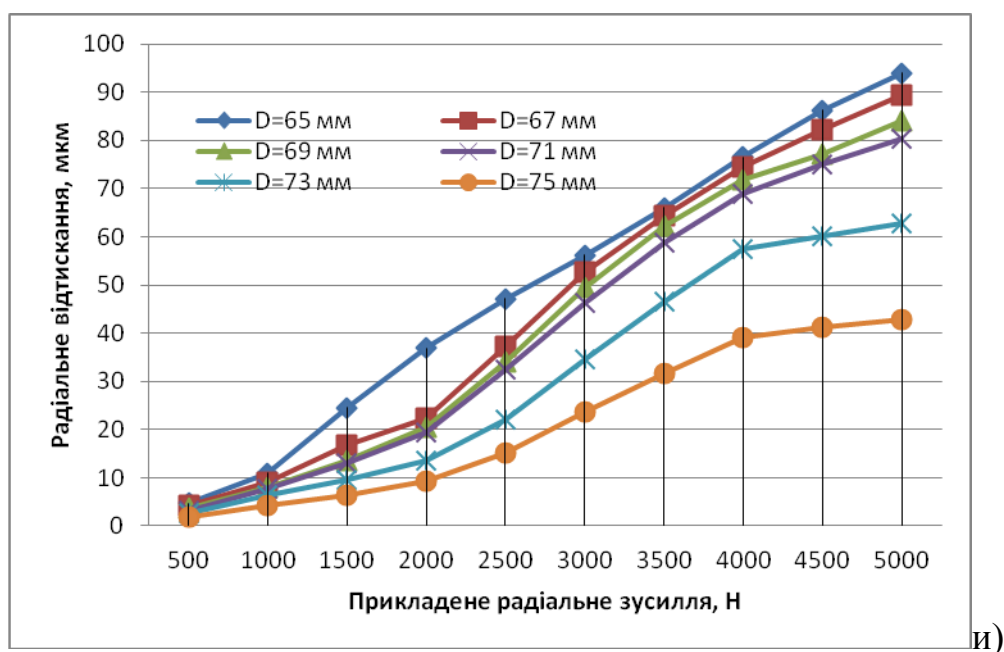
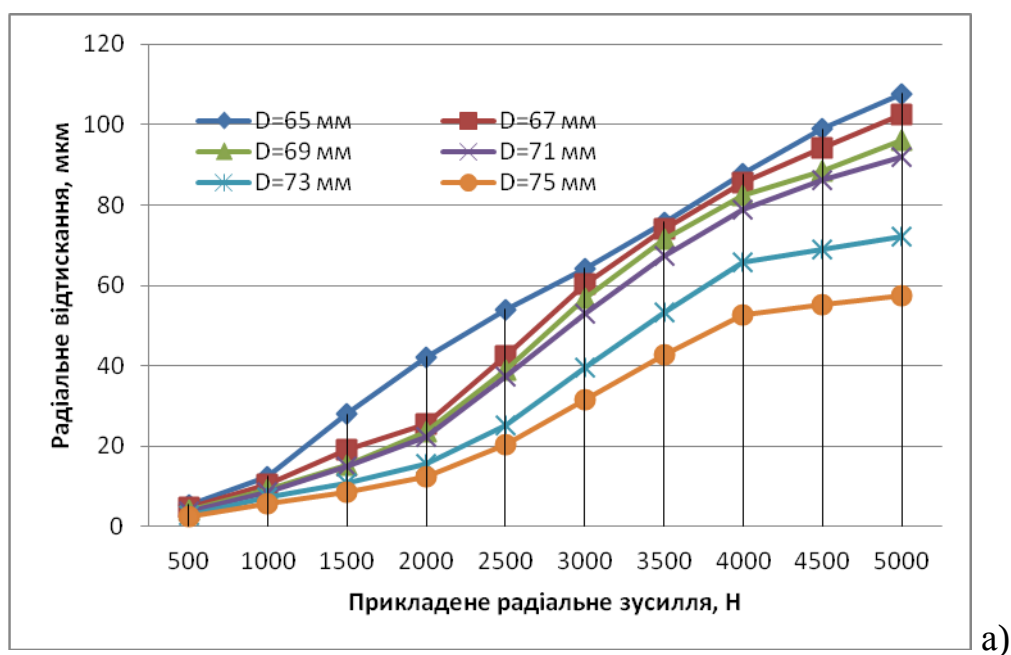
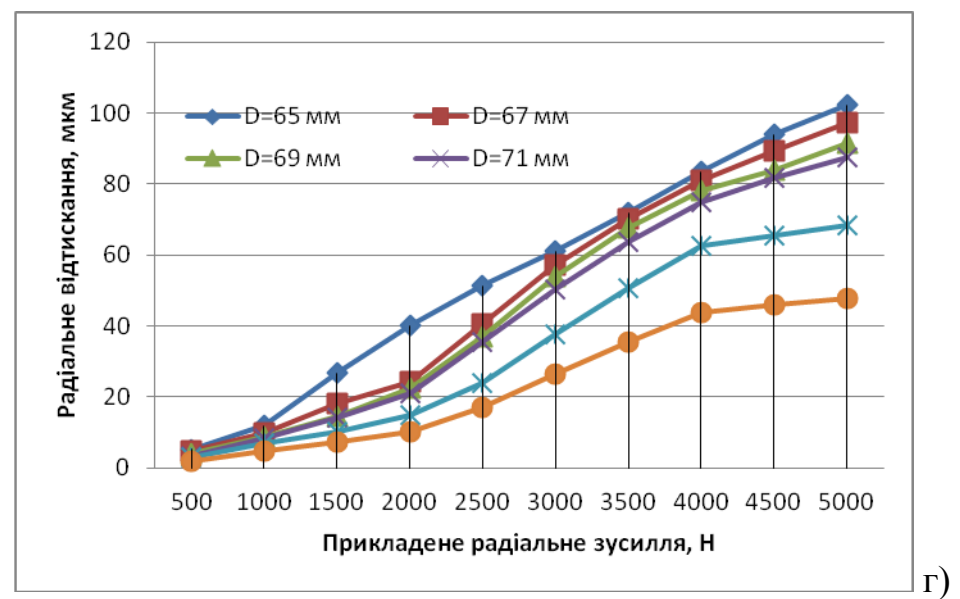
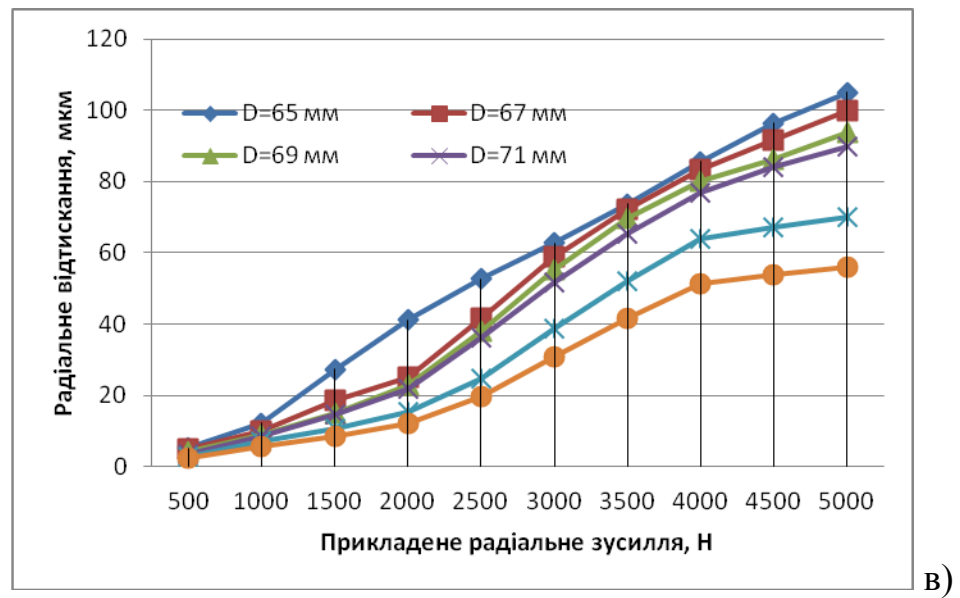
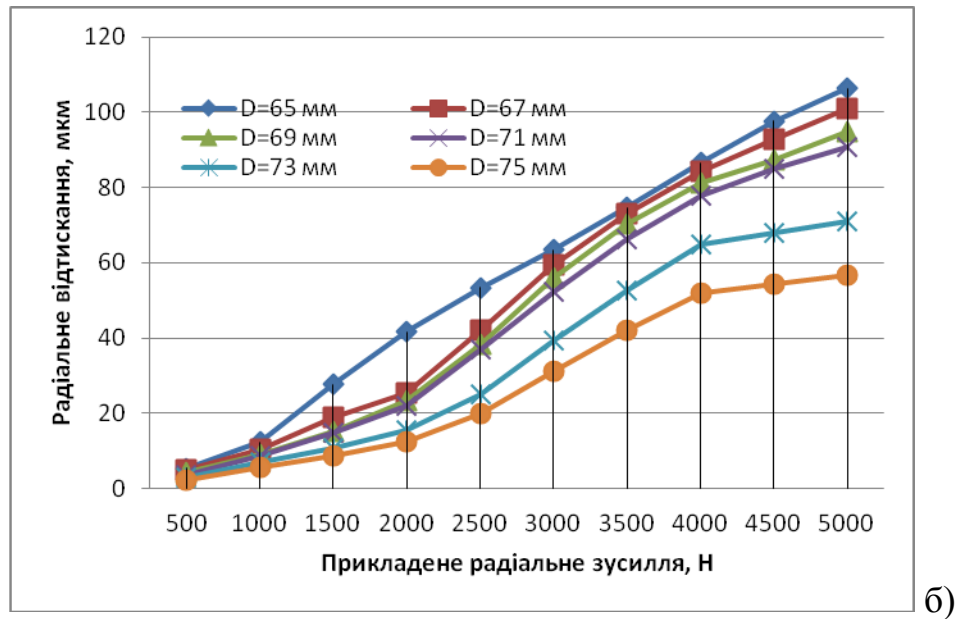
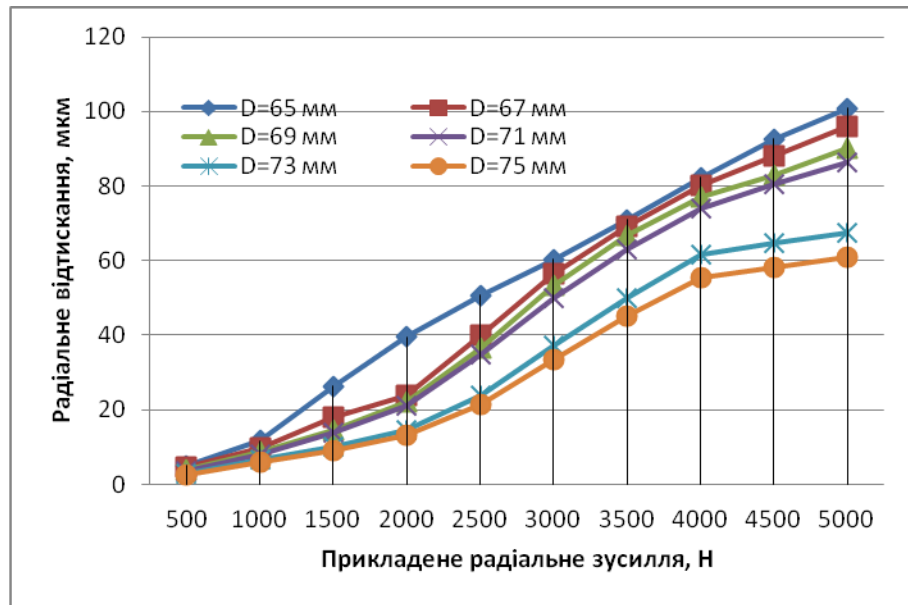


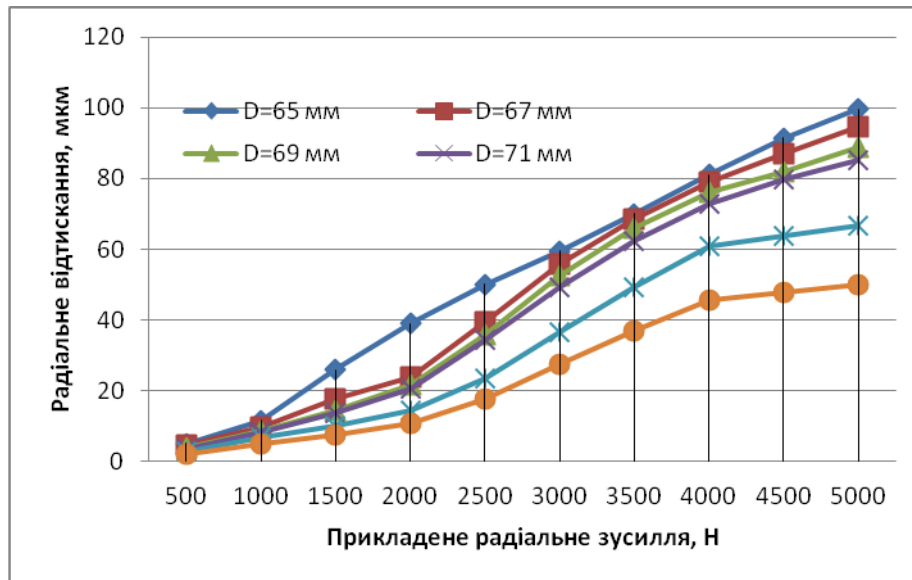
Рис. В.3. Графічне зображення залежності величини радіального відтискання оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при положенні адаптивного ЗЕ в 60° при зусиллі затиску: а - 35 Нм, б - 70 Нм, в - 105 Нм, г - 140 Нм, д - 175 Нм, е - 210 Нм, є - 245 Нм, ж - 280 Нм, з - 315 Нм, и - 350 Нм.



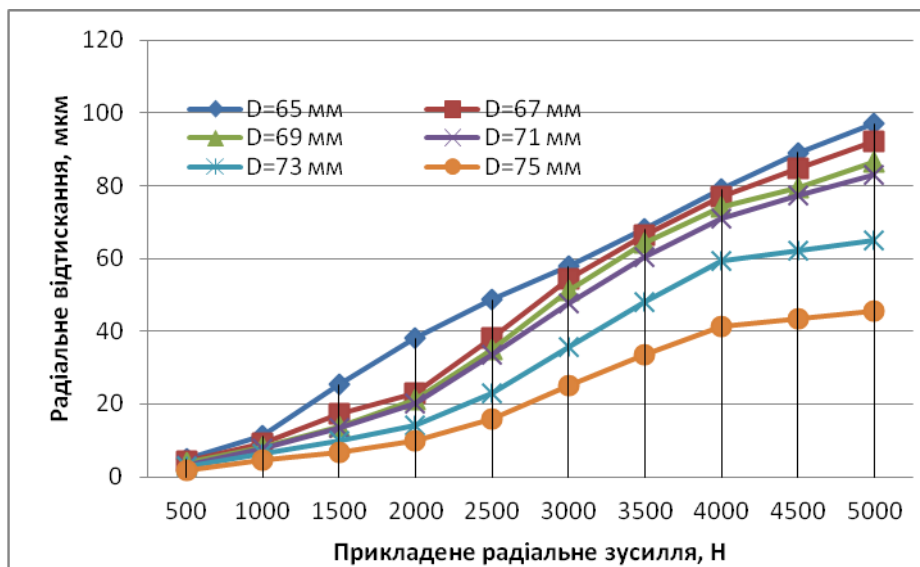




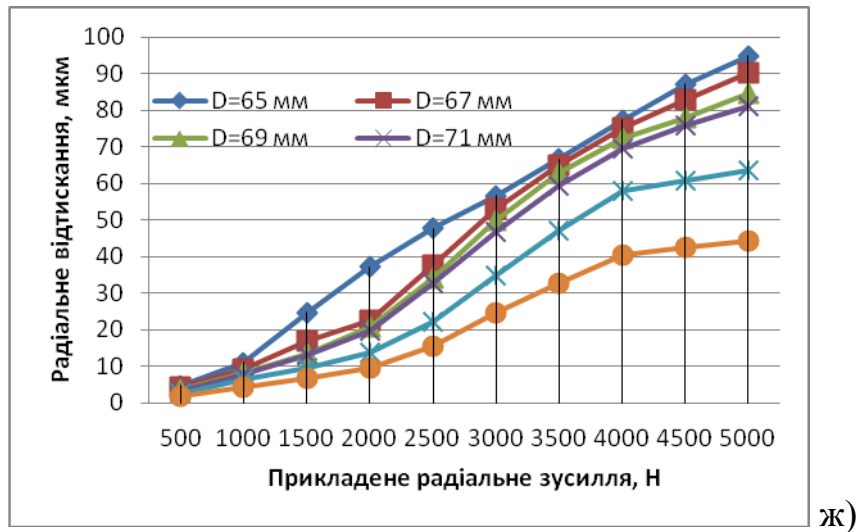
д)



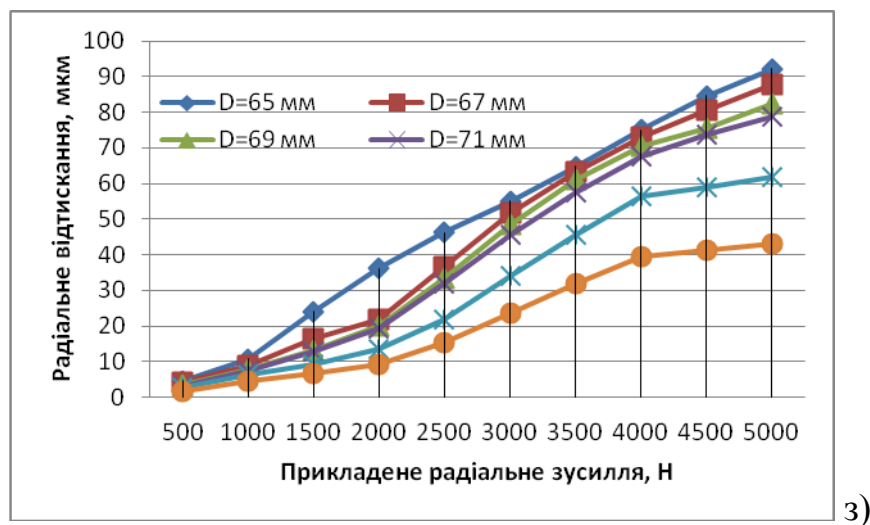
е)



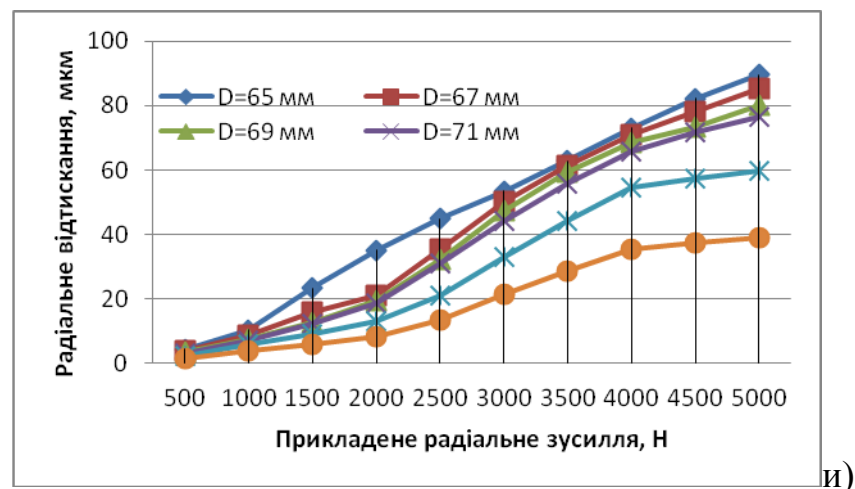
є)



ж)



з)



и)

Рис. В.4. Графічне зображення залежності величини радіального відтискання оправок від величини радіального навантаження та діаметра затиску при положенні адаптивного ЗЕ в 90° при зусиллі затиску: а - 35 Нм, б - 70 Нм, в - 105 Нм, г - 140 Нм, д - 175 Нм, е - 210 Нм, є - 245 Нм, ж - 280 Нм, з - 315 Нм, и - 350 Нм.

Додаток Г

"Затверджую"

Директор

ТОВ "Люізо"



Іванчук Л.В.

2016 р

АКТ №2

про впровадження інструменту "АДАПТИВНИЙ КУЛАЧОК"

Дата "30" "09" 2016 р

Ми, комісія у складі:

Голова: головний інженер С.С. Донченко

Члени комісії: інженер-конструктор М.В. Забава

яка працювала в період з "29" "09" 2016 р. по "30" "09" 2016 р.,
уклали цей Акт про те, що інструмент "АДАПТИВНИЙ КУЛАЧОК",
створений за договором від 9.09.2015 р, впроваджений у виробництво.

Голова комісії
Члени комісії

С.С. Донченко
М.В. Забава

"Затверджую"

Директор

ТОВ "Агросем"



Кулик О.Ю.

"14" 10 2016 р

АКТ №4

про впровадження інструменту " АДАПТИВНИЙ КУЛАЧОК "

Дата "14" 10 2016 р

Ми, комісія у складі:

Голова: головний інженер Є.В. Павдун

Члени комісії: інженер-конструктор В.М. Ковальчук

яка працювала в період з "10" 10 2016 р. по "14" 10 2016 р.,
уклали цей Акт про те, що інструмент " АДАПТИВНИЙ КУЛАЧОК ",
створений за договором від 03.06.2015 р, впроваджений у виробництво.

Голова комісії
Члени комісії




Є.В. Павдун
В.М. Ковальчук

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску// Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2013. Випуск 41, частина І. С. 166 – 170.
2. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Адаптивні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарного оброблення // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль в машинобудуванні та приладобудуванні. 2013. Випуск 772. С.62 – 66.
3. Lutsiv I., Voloshyn V., Bytsa R. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface// Machines, Technologies, Materials. International journal. Bulgaria. 2015. Issue 12/2015. pp. 64-67.
4. Igor Lutsiv, Vitalij Voloshyn, Roman Bytsa. Experimental research of deformation zone of adaptive clamping elements for lathe jaws chucks// Scientific journal of the Ternopil national technical university. 2016. №2 (82). pp. 55-61.
5. Бица Р.О. Адаптивные зажимные элементы зажимных патронов для токарных станков // Сборник статей III международной научно-практической конференции «Новые технологии наукоемкого машиностроения: приоритеты развития и подготовка кадров», 27 ноября 2015 г., г. Набережные Челны (Россия). Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2015. С.18-25.
6. Патент України на корисну модель 105514 UA, МПК В 23В31/10. Адаптивний затискний кулачок/ Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О.; заявник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. № у 2015 08587; заявл.04.09.2015; опубл. 25.03.2016
7. Бица Р.О. Застосування CAD/CAE систем для дослідження адаптивних затискних елементів токарних патронів // Збірник наукових праць міжнародної науковр-технічної конференції студентів і молодих вчених «Молода наука.Технологія машинобудування», 06-08 квітня 2016р., м. Краматорськ/ М-во

освіти і науки України, Донбаська державна машинобудівна академія. Краматорськ, 2016. С.33 – 37.

8. Волошин В.Н., Бица Р.О. Підвищення гнучкості токарних патронів шляхом адаптації кулачків до поверхні затиску// Матеріали міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 грудня 2012р., м.Тернопіль / М-во освіти і науки України, ТНТУ ім.І.Пулюя. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя, 2012. С. 66.

9. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Забезпечення гнучкості токарних верстатів шляхом адаптації затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску// Матеріали XVIII наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулюя, 29-30 жовтня 2014 р., м.Тернопіль / М-во освіти і науки України, ТНТУ ім.І.Пулюя. Тернопіль: Видавництво ТНТУ ім. Івана Пулюя , 2014. С. 33.

10. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Визначення деформації поверхні контакту затискних елементів адаптивного типу// Матеріали III міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 19-20 листопада 2014 р., м.Тернопіль / М-во освіти і науки України, ТНТУ ім.І.Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2014. С. 117.

11. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О Адаптивні затискні елементи механізмів затиску автоматизованого обладнання для токарної обробки // Матеріали II Всеукраїнська науково-технічна конференція "Прогресивні технології в машинобудуванні", 10-15 лютого 2014р. м.Львів/ М-во освіти і науки України, НУ "Львівська політехніка". Львів, 2014. С.35

12. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Адаптація затискних елементів токарних патронів до поверхні затиску// Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС-2015): матеріали тез доповідей V міжнародної науково-практичної конференції, 19–22 травня 2015 р., м.Чернігів/ М-во освіти і науки України, ЧНТУ. Чернігів: ЧНТУ, 2015. С. 116-117.

13. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Адаптація механізмів затиску токарних верстатів// Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій» присвяченої 55-

річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження Івана Пулюя, 19–20 травня 2015 р., м.Тернопіль/ М-во освіти і науки України, ТНТУ ім.І.Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2015. С. 116-117.

14. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Геометрична адаптація затискних механізмів автоматизованого обладнання для токарної обробки// Матеріали XIII міжнародної науково-технічної конференції «Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку», 2 — 4 червня 2015 р., м.Краматорськ/ М-во освіти і науки України, ДДМА. Краматорськ: ДДМА, 2015. С. 66.

15. Lutsiv I., Voloshyn V., Bytsa R. Adaptation of lathe chucks clamping elements to the clamping surface// Scientific proceedings of the scientific-technical union mechanical engineering «IX International Conference for Young Researches «Technical Sciences and Industrial Management»», 07–10.09.2015, Burgas. Bulgaria, 2015. Vol. 18/181 pp. 42-45.

16. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Експериментальне дослідження адаптивних затискних елементів токарних кулачкових патронів// Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. І.Пулюя, 18-19 травня 2016 р., м.Тернопіль/ М-во освіти і науки України, ТНТУ ім.І.Пулюя. Тернопіль: ТНТУ, 2016. С. 57-58.

17. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О., Буховець В.М. Експериментальні дослідження затискних елементів токарних патронів з адаптацією до поверхні затиску// Матеріали міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології промислового комплексу», випуск 2, 14-18 вересня 2016р., м.Херсон / М-во освіти і науки України, ХНТУ. Херсон: ХНТУ, 2016. С. 225-227.

18. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О., Буховець В.М., Кашуба Н.П. Експериментальні дослідження токарних самоцентрівних патронів з адаптивними затискними елементами// Збірник наукових праць VI Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні», 6-10 лютого 2017р, Львів / М-во освіти і науки України, НУ "Львівська політехніка". Львів, 2017. С. 70-72.

19. Луців І.В., Волошин В.Н., Бица Р.О. Конструктивно-функціональний синтез токарних патронів з адаптацією затискних елементів до поверхні затиску//

Матеріали VII міжнародної науково-практичної конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем», Том 1, 24-27 квітня 2017р., м. Чернігів/ М-во освіти і науки України, ЧНТУ. Чернігів, 2017. С.79-80