

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА  
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «БАКАЛАВР»

**ПРИСТРОЇ ФІКСАЦІЇ ІНСТРУМЕНТІВ В  
ІНСТРУМЕНТАЛЬНИХ ШПИНДЕЛЬНИХ ВУЗЛАХ  
ВЕРСТАТІВ**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти

групи ІМЗ-41

Кравчук Василь Васильович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Придальний Борис Іванович

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

Гарант освітньої програми:

к.т.н., доцент

Божко Тетяна Євгенівна

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Луцьк – 2024 року

# ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

Ступінь вищої освіти: бакалавр

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

## ЗАВДАННЯ

### НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Кравчуку Василю Васильовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Пристрої фіксації інструментів в інструментальних шпindelьних вузлах верстатів

Керівник роботи: Придальний Борис Іванович, к.т.н., доцент.

затверджені наказом закладу вищої освіти від «30» грудня 2023 р. №461/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «01» червня 2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Конструкції та характеристики існуючих автоматичних пристроїв фіксації інструментів у шпindelьних вузлах верстатів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити): Вступ. Розділ 1. Огляд поточного стану досліджень та проблеми. Розділ 2. Характеристики функціонування механізмів фіксації. Розділ 3. Взаємодія затискних елементів з об'єктом фіксації. Розділ 4. Вплив окремих характеристик затискних патронів на характеристики обробки. Розділ 5. Охорона праці. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

Положення цанги при відхиленнях діаметра об'єкта фіксації – 1 лист (ф.А1), визначення відхилень положення об'єкту фіксації – 1 лист (ф.А1), визначення перекосів об'єкту фіксації – 1 лист (ф.А1), автоматичний пристрій фіксації об'єктів у шпindelьному вузлі верстата – 1 лист (ф.А1), цанговий патрон – 1 (ф.А1).

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв

## 7. Дата видачі завдання «02» лютого 2024 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми</i>	5.03.2024р.	
2.	<i>Розділ 1</i>	10.03.2024р.	
3.	<i>Розділ 2</i>	11.03.2024 р.	
4.	<i>Розділ 3</i>	18.04.2024 р.	
5.	<i>Розділ 4</i>	25.05.2024 р.	
6.	<i>Розділ 5</i>	25.05.2024 р.	
7.	<i>Висновки та пропозиції</i>	27.05.2024 р.	
8.	<i>Формування списку використаних джерел</i>	1.06.2024р.	
9.	<i>Формування додатків</i>	1.06.2024р.	
10.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	2.06.2024р.	
11.	<i>Нормоконтроль</i>	2.06.2024р.	
12.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	2.06.2024р.	
13.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	14.06.2024р.	

Здобувач вищої освіти

\_\_\_\_\_ (підпис)

(Кравчук В.В.)

(прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

\_\_\_\_\_ (підпис)

(Придальний Б.І.)

(прізвище, ініціали)

## ЗМІСТ

	Вступ	5
1	Розділ 1. Огляд поточного стану досліджень та проблеми	6
1.1	Застосування затискних патронів	6
1.2	Стабільність зафіксованого об'єкта	8
1.3	Окремі характеристики функціонування пристроїв фіксації	10
2	Розділ 2. Характеристики функціонування механізмів фіксації	15
2.1	Величина необхідного зусилля фіксації	15
2.2	Визначення поточних параметрів закріплення об'єкту фіксації	18
2.3	Передача зусиль через затискний патрон	20
3	Розділ 3. Взаємодія затискних елементів з об'єктом фіксації	23
3.1	Відхилення положення елементів затискного патрона при взаємодії з об'єктом фіксації	23
3.2	Вплив характеристик затискного патрона на зміщення об'єкта фіксації	24
3.3	Вплив різниці жорсткості пелюсток цанги на положення об'єкта фіксації	27
4	Розділ 4. Вплив окремих характеристик затискних патронів на характеристики обробки	29
4.1	Навантаження на затискні елементи цанги	29
4.2	Фіксація інструменту для обробки сплавів	31
4.3	Деформації під дією сил, що передаються у затискному патроні	36
5	Розділ 5. Охорона праці	38
5.1	Організація робочого місця	38
5.2	Освітлення робочого місця	41
5.3	Визначення параметрів заземлення електричного обладнання робочого місця	43
	Висновки і пропозиції	45
	Список використаних джерел	46

## ВСТУП

Цангові патрони для фіксації інструментів у шпindelьних вузлах широко використовуються для виконання робіт з високою точністю. Патрон складається з гайки з конічною поверхнею та затискної втулки з тонкими прорізами, зазвичай виготовленої із загартованої сталі і називається цанга. Патронні тримачі, по суті, є клиновими механізмами. Прогини в затискних елементах цанги, що виникають під час силової взаємодії мають помітний вплив на точність оброблюваних деталей. Сили різання або технологічні сили викликають осьову силу, радіальну силу, крутний момент і згинальний момент, що діють на цангу або інший тип затискних патронів, і, відповідно, викликають переміщення і нахили поверхонь базування та затиску. Окремі існуючі аналітичні моделі базуються на теоріях пружності та контакту. Для швидкого визначення основних характеристик фіксації при відхиленні певних параметрів доцільно застосувати спрощені підходи для визначення прогинів від зусилля затиску. Загальні результати оцінки вказують на те, що зміна сили затиску при обертанні в цанговому патроні в основному залежить від жорсткості цангового патрона та жорсткості об'єкта фіксації. Тобто, результати вказують на доцільність мінімізації нестандартних деформації затискних елементів, що впливає на параметри фіксації. Також, прогини елементів цангового патрона під дією технологічних сил значно залежать від зазорів, кута розклинювання та жорсткості елементів цангового патрона.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД ПОТОЧНОГО СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПРОБЛЕМИ

#### 1.1. Застосування затискних патронів

Цангові патрони дозволяють однаково добре затискати заготовки та інструменти. Як правило, цангові патрони, встановлені на верстаті, використовуються для виконання операцій з малими допусками. Оскільки швидкість обертання шпинделя верстатів постійно збільшується завдяки застосуванню високошвидкісної технології різання, цангові патрони повинні досягати високих швидкостей обертання, зберігаючи при цьому хорошу точність обертання. Більшість цангових патронів використовують суцільні, тонкошліцьові затискні втулки (цанги), виготовлені із загартованої сталі та відшліфовані з високим ступенем точності конічні та циліндричної поверхонь [1]. Похибки зазорів у передавальних системах цангових патронів, зумовлені дією шорсткості та функціональних допусків, широко досліджені [2,3].

У запропонованих в літературі моделях для кулачкових [1,4-7] та цангових [3,8] патронів заснованих на механіці твердого тіла, втрата сили затиску дорівнює сумарній відцентровій відцентрової сили на кожному з контактних елементів. Однак, пружні деформації в контактних елементах призводять до того, що не всі відцентрові сили елементах призводять до того, що не вся відцентрова сила зменшує силу притискання, і навіть ця частина відцентрової сили може деформувати затискну систему [9-12]. Останнім часом авторами запропоновано аналітичні розв'язки та математичні моделі для дослідження поведінки деталей та елементів конструкцій [13-17].

У 1990 році Фадюшин та ін. [18] розраховували кутовий прогин, спричинений крутильним моментом, що генерується силами різання в системі Велдона. У 1998 році Ротберг та ін. [19] провели вимірювання жорсткості в декількох системах Велдона. Використовуючи твердосплавні стрижні діаметром 12,7 мм і 90-міліметрову консоль, вони прийшли до висновку, що жорсткість системи Weldon з двома затискними болтами була приблизно на

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

15% нижче, ніж жорсткість системи фіксованої стяжної системи, тоді як система Weldon з одним затискним болтом мала приблизно на 60% меншу жорсткість

У 1999 році Елдерфельд і Холл [20] запропонували модифіковану конструкцію Велдона для діаметрів інструментів від 6 до 12 мм на основі клинового ефекту, що дозволило досягти більшої сили притискання, ніж у традиційних системах Велдона зусилля затискання, ніж у традиційних системах Велдона, і, відповідно, більш рівномірний розподіл тиску розподіл тиску. У 2000 році компанія Fitz-Rite [21] представила систему Велдона, яка отримала назву "stub-length", для кінцевих фрез, в якій ручка інструменту входить всередину конічної частини тримача інструменту і затискається двома гвинтами, таким чином, зменшуючи виліт інструменту і збільшуючи його жорсткість.

Виробники сучасних машин і приладів постійно стикаються з новими викликами. Відбувається постійне прагнення до вдосконалення та впровадження нових, найсучасніших, та інноваційних конструкцій, які також характеризуються використанням легких конструкцій, де це можливо. Легкі конструкції сприяють зменшенню споживання палива в автомобільній, авіаційній та космічній галузях. У процесі виготовлення таких елементів або цілих конструкцій можуть виникати небажані явища у вигляді самозбуджених вібрацій, що генеруються під час процесів механічної обробки (в тому числі у найбільш несприятливій формі - брязкотіння).

На стабільність процесу фрезерування можуть впливати різні фактори, зокрема стратегія обробки, тип верстата, обробне пристосування, інструмент і пристосування, заготовка охолодження та змащення поверхні контакту інструмент-заготовка, а також виробничі параметри [1,2]. Для тонкостінних елементів також часто проводять аналіз стабільності. Такі випробування часто проводяться для різних марок алюмінієвих сплавів, зокрема EN AW-7075 T6/T7 [3-5], EN AW-2024-T351 [6] та EN AW-6061-T6 [7,8]. Наприклад, в одному з досліджень [3] було визначено межу стабільності для елементів, виготовлених

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

зі сплаву Al-7075 зі зменшеною товщиною стінки. Крім того, кількісний аналіз даних, отриманих за допомогою рекурентного кількісного аналізу (RQA) та рекурентних графіків. У випадку обробки тонкостінних елементів зміна модальних параметрів може мати вирішальне значення для стабільності прогнозування пелюсткової діаграми.

## 1.2 Стабільність зафіксованого об'єкта

У літературних джерелах існують дискусії щодо аналізу вібрацій під час процесів обробки важкооброблюваних матеріалів, таких як титанові сплави, нікелеві сплави та високохромисті сталі. Вібрації типу брязкоту можуть ефективно перешкоджати обробці легких сплавів, в тому числі авіаційних алюмінієвих і магнієвих сплавів. Загалом, самозбуджувані вібрації вважаються однією з головних перешкод в процесі обробки, суттєво впливаючи на хід та ефективність обробки. В екстремальних випадках це може призвести до втрати контролю над процесом обробки. Як наслідок, неможливо передбачити властивості готового виробу, такі як точність розмірів і форми, а також якість поверхні [1]. точність розмірів і форми, а також якість поверхні [1,9]. Більше того, ця ситуація може мати особливе значення у випадку прецизійної та надпрецизійної обробки елементів з низькою жорсткістю.

До основних причин втрати стійкості в процесі обробки можна віднести надмірне тертя (на межі інструмент-заготовка), зворотний зв'язок по переміщенню (вібрація в напрямку пасивної сили  $F_p$ , що генерує вібрації в напрямку головної сили різання  $F_c$ , і навпаки) та явище зворотного зв'язку по переміщенню (вібрації в напрямку навпаки) і явище регенерації сліду (за рахунок вібрацій, що викликають змінну товщину оброблюваного шару) [10,11].

Вібрації типу брязкотіння можуть призвести до виникнення характерних зазубрин на оброблюваній поверхні, головним чином в результаті вібрацій, що виникають між інструментом і заготовкою. Тому, крім погіршення якості обробленої поверхні, вібрація може впливати на якості обробленої поверхні,

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

вібрація може впливати на міцність і термін служби деталей верстата, прискорювати їх знос компонентів верстата, прискорювати їх знос, а також викликати більш швидкий або навіть катастрофічний знос інструменту (в основному поверхонь, що активно беруть участь в роботі). Амплітуда вібрації Занадто високі амплітуди вібрації можуть також призвести до пошкодження тримачів інструменту та обробних вузлів, а також а також створювати загрозу для здоров'я операторів верстатів [12]. Іншим шкідливим фактором є надмірний шум, особливо на високих частотах [13]. Виникнення вібрації часто пов'язана з необхідністю обмеження застосовуваних технологічних параметрів, що значно знижуючи ефективність процесу, а отже, збільшуючи час обробки і знижуючи ефективність та результативність процесу обробки [14].

Прийнято вважати, що методи усунення вібрацій, що самозбуджуються, можна розділити на дві основні групи. До першої групи відносяться методи, засновані на підборі відповідної конфігурації технологічних параметрів для забезпечення стабільності процесу. З них можна виділити підгрупу методів, що застосовуються поза процесом різання, включаючи прогнозування стабільності на основі графіків стабільності, моделювання процесу або аналітичні методи. Друга підкатегорія охоплює внутрішньо процесні методи, що включають постійну корекцію параметрів обробки, наприклад, на основі сигналів, вимірних датчиками.

До другої групи належать методи внесення в систему різного роду змін та зміщення межі стійкості. До них відносяться активні методи, засновані на безперервній активні методи, що ґрунтуються на безперервній зміні поведінки системи, наприклад, зміні швидкості обертання або швидкості подачі, та пасивні методи, що вимагають внесення змін у конструкцію інструментів, тримачів або верстатів, а також використання додаткових верстатів, а також використання додаткового обладнання. Методи усунення вібрації також можна класифікувати, де до першої групи відносяться методи, що забезпечують стабільність процесу обробки (підбір параметрів, діаграма стійкості-SLD), а також ті, що використовують ефект лобіювання що використовують ефект

						020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

лобіювання; друга група охоплює всі методи, пов'язані зі зміною поведінки системи поведінки системи, а також модифікацією межі стійкості [10].

Різноманітні типи та методи демпфування брязкалець наведені в [15]. Остання також містить опис способу вибору методу гасіння вібрації в залежності від різних умов що виникають в процесі обробки (оброблюваність заготовки і жорсткість обробної системи). Пелюсткові криві (SLD) також можуть враховувати вплив діаметра ріжучого інструменту (фрези). Було помічено, що збільшення діаметра може збільшити зону, що відповідає стабільній обробці, в той час як збільшення кількості зубців інструменту значно збільшує корисний діапазон частоти обертання  $n$  (криві SLD зміщуються вправо) [16]. На жаль, існують і деякі недоліки, пов'язані з використанням SLD. До них можна віднести статичний підхід до отримання вхідних даних для визначення SLD кривих, тобто при зупинці машини (статичний тест). Тому ключові динамічні параметри шпиндельної системи (жорсткість шпиндельної системи (жорсткість, теплове розширення) і різні фактори, пов'язані із заготовкою (демпфуючі властивості, дефекти матеріалу, зміна поперечного перерізу оброблюваного шару) не враховуються [15,17]. Тому представляється особливо важливим перевірити теоретичну криву пелюстки під час динамічних випробувань різання в реальних умовах роботи верстата умовах роботи верстата.

Методи, представлені в [18], тобто метод площини Чейза, метод Пуанкаре та аналіз спектрів, часто використовуються в дослідженнях стабільності процесу фрезерування. У цій роботі розглянуто кореляцію між максимальним показником Ляпунова та параметрами фрезерування (частотою обертання шпинделя та глибиною фрезерування). За допомогою критерію найбільшого показника Ляпунова (значення 0,61 вказувало на нелінійний критерій вібрації) визначалася область стійкості процесу фрезерування. Наприклад, для керування процесом фрезерування можна використовувати зовнішнє примушення [11]. Чисельні дослідження проводили в Matlab-Simulink (метод Рунге-Кутта

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ док.ум.	Підп.	Дата		

четвертого порядку зі змінним кроком інтегрування для нелінійної моделі з двома ступенями свободи).

### 1.3 Окремі характеристики функціонування пристроїв фіксації

Економія витрат є важливою темою в усіх секторах економіки. Так звана оцінка вартості життєвого циклу (Life-Cycle-Costing) – це процес економічного аналізу, який оцінює загальну вартість інвестицій протягом життєвого циклу продукту [1]. Особливо для малих та особливо для малих та середніх підприємств (МСП), придбання сучасних і дорогих технологій часто не здається вигідним якщо розраховувати лише з урахуванням амортизації. Однак, якщо розглядати весь життєвий цикл, то високі інвестиційні витрати здебільшого швидше амортизуються.

Для забезпечення конкурентоспроможності підприємств необхідне точне виробництво за короткий час з високою якістю поверхні. З цих причин високі інвестиції в сучасні технології слід розглядати не як тягар, а як шанс підвищити майбутню конкурентоспроможність. Витрати на експлуатацію верстатів у середньому становлять 23 % від річних витрат на електроенергію [2]. Крім того, стандартний фрезерний верстат викидає стільки ж CO<sub>2</sub>, скільки десять автомобілів середнього розміру за рік [3]. З огляду на ці факти, вищезгаданий підхід є корисним і для фрезерних операцій.

Окрім високих інвестицій у сучасний фрезерний верстат, експлуатаційні витрати, особливо на електроенергію та інструменти, є проблемою для багатьох МСП. Оптимізовані фактори у всіх сферах необхідні для того, щоб утримувати витрати на якомога нижчому рівні. Існують різні можливості для підвищити загальну ефективність фрезерних операцій:

- Оптимізація параметрів процесу, наприклад, оптимізація подачі та стратегії автоматизованої обробки.
- Оптимізована геометрія ріжучої кромки інструменту, наприклад, підготовка ріжучої кромки або диференціальний кут спіралі.
- Тип затискного патрона.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Всі ці фактори призводять до зниження необхідної потужності різання, завдяки чому можлива значна економія енергії.

Це не тільки зменшує споживання енергії, але й впливає на розвиток зносу. Особливо відповідний затискний патрон для поточної операції обробки може збільшити термін служби інструменту та шпинделя верстата, що сприяє стійкості операцій обробки та призводить до економії витрат у виробничих процесах.

Доцільно розглянути функціонування різних типів затискних патронів при бічному фрезеруванні. Серія випробувань включає цанговий патрон (тип ER), патрон Weldon і прецизійний патрон. Крім того, для оцінки потрібно взяти суцільні кінцеві фрези, оскільки до 80 % малих і середніх металорізальних підприємств використовують саме цей тип інструменту.

За останні десятиліття відбувся величезний розвиток в області фрезерних верстатів для підвищення продуктивності і точності. Наприклад, більш висока швидкість обертання, багатоосьове фрезерування, комп'ютеризоване числове управління (ЧПУ), комп'ютерне виробництво (CAM), а також високошвидкісне різання. автоматизоване виробництво (CAM), а також високошвидкісне різання (HSC). [11,12] Потреба у підвищенні продуктивності, точності виготовлення, високій якості поверхні та тривалому терміні служби інструменту і верстата зростає потреба у підвищенні продуктивності, якості поверхні та довговічності інструменту і верстата. Крім вибору матеріалу для різання, необхідна точна радіальна точність, що підвищується за рахунок використання оптимізованого затискного патрона. Затискні патрони утримують ріжучі інструменти в шпинделі верстата [13]. Перераховані вимоги можуть бути виконані тільки за допомогою безпечного і точного затиску, що має величезне значення, особливо для HSC.

На ринку існує багато різних затискних систем, наприклад, цангові патрони, патрони Weldon або патрони зі свистком, часто використовуються термоусадочні або гідравлічні розширювальні патрони. Завдяки використанню нових типів прецизійних патронів та інноваційних технологій, можна

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

задовольнити зростаючі вимоги до технології затиску. В даний час виробники намагаються зменшити недоліки, поєднуючи позитивні характеристики різних типів затискних патронів, наприклад, комбінують прецизійну цангу та гідравлічний розширювальний патрон [13].

За допомогою високоточних патронів можна досягти тривалого терміну служби інструменту та кращої якості поверхні. Крім того, можна досягти економії коштів. Тому виробники просувають свої патрони з невеликими радіальними відхиленнями. Дослідження показали, що показали, що використання прецизійного патрона замість патрона Weldon дозволяє заощадити до третини витрат на одне замовлення якщо припустити, що розмір замовлення може становити 1 000 деталей, враховуючи всі фактори витрат. На противагу цьому, прямі витрати в дев'ять разів вищі, ніж при використанні патрона Weldon. [14] Крім того, було виявлено, що конструктивне демпфування і загальна жорсткість, а також точна радіальна точність прецизійного патрона може призвести до збільшення терміну служби інструменту в півтора рази в порівнянні з термоусадочними патронами [15].

Як одні з головних варто розглянути інструментальні патрони, а саме: цанговий патрон (тип ER, а), патрон Велдона (b) та прецизійний патрон (c), показані на рисунку 1.1. Цанговий патрон складається з переднього гнізда, цанги та контргайки. Велдонові патрони мають вищу радіальну жорсткість, але менш універсальні, ніж цангові патрони. Стандартний патрон Weldon має один боковий затискний гвинт. [13] У прецизійному патроні ріжучий інструмент затискається черв'ячною передачею, з'єднаною із затисковою втулкою [16]. На енергоспоживання під час фрезерування впливає кілька взаємопов'язаних параметрів. Для підвищення продуктивності та енергоефективності енергоефективності суміжних завдань обробки, різні методи, такі як оптимізація параметрів обробки, нові стратегії обробки та інноваційні геометрії ріжучої кромки інноваційні геометрії ріжучої кромки інструментів вже доступні. Що стосується затискних патронів, доступна лише обмежена інформація про те, як різні патрони впливають на стійкість процесу обробки.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

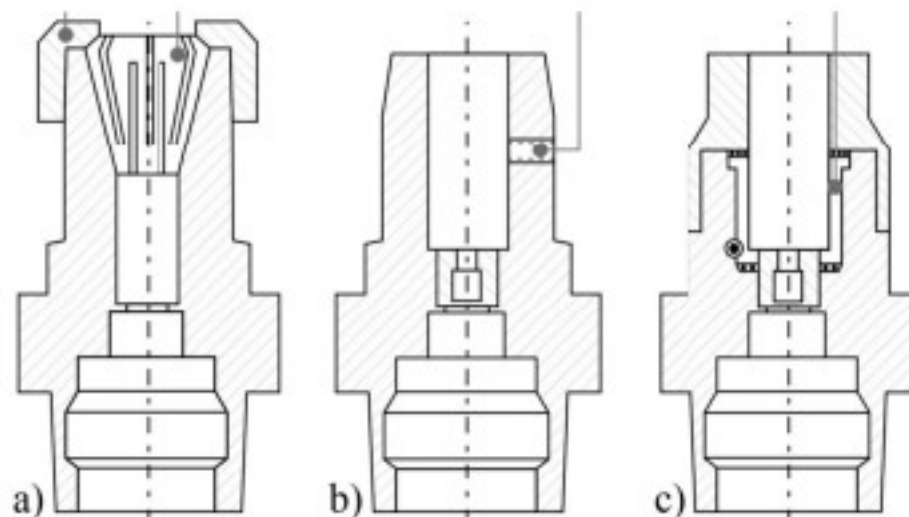


Рисунок 1.1 Поширені типи затискних патронів

В літературних джерелах наявні загальні оцінки впливу різних типів затискних патронів на параметри енергоспоживання, зношування інструменту, а також на якість поверхні і, таким чином, фокусується на важливих на важливих показниках сталого розвитку при механічній обробці. Таким чином, цанговий патрон, патрон і прецизійний патрон доцільно оцінити під час індивідуальних тестів обробки.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 2

### ХАРАКТЕРИСТИКИ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ФІКСАЦІЇ

#### 2.1. Величина необхідного зусилля фіксації

Точна обробка деталей має важливе значення для продуктивності багатьох механічних компонентів. Важливим фактором, який необхідно враховувати, є знання впливу величини сили затиску при різних кутових положеннях заготовки на геометричні допуски після обробки. Чим менша сила затиску, тим кращі допуски будуть але з недоліком - зменшенням сили тертя і, відповідно, збільшенням ризику проковзування. Тому досягнення мінімальної, але безпечної сили затиску є ключовим фактором для контролю процесу. Варто розглянути особливості контактування для визначення оптимальної сили фіксації. Доцільно застосувати нові підходи, що враховують об'ємні деформації та локальні контактні напруження, що дає можливість покращення умов визначення крутного моменту, що прикладається до патрона.

Формування конструкції патронів для затиску об'єктів фіксації потребує розрахунку мінімального граничного зусилля затиску, яке необхідно прикладати, провокуючи тим самим незначний можливий вплив на деформацію, а отже, і на об'єкт фіксації. Якщо сила затиску зменшується нижче мінімальної межі, може статися відрив об'єкта фіксації, що може призвести до аварійних ситуацій. Тому, досягнення мінімального, але безпечного зусилля затиску є ключовим фактором для контролю процесу. Іншим фактором, який слід враховувати, є швидкість обертання шпинделя, зі збільшенням якої сила притискання зменшується внаслідок дії відцентрових внаслідок дії відцентрових сил, а динамічна реакція системи також впливає на процес різання. Тому сила затискання повинна долати такі фактори, як сили різання, відцентрові сили, згинальні моменти, вібрації тощо.

Одним з найбільш ефективних є чисельний та аналітичний розрахунок для отримання контактних напружень в зоні контакту затискного елемента патрона із об'єктом фіксації, що включає розрахунок жорсткості губок та

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

реакції в них на силу різання. При цьому залишається необхідність в простому та економічному методі інтегрування, який дозволяє, з одного боку, зменшити 6 невідомих до 3 у гіперстатичній задачі, а з іншого боку, зменшити гіперстатичної задачі, враховуючи жорсткість системи "затискний елемент – об'єкт затиску".

Наразі в сучасних роботах напруження оцінюються за допомогою контактної механіки із застосуванням методу Герца для малого контакту, а також методу, розробленого Каррардо-Бланко для великого контакту, де ширина контакту має порядок величини радіуса, як, наприклад, у сегментованих кулачках. Таким чином, використання теорії контактної механіки обмежує значення моменту і дозволяє накласти глобальні напруження, розраховані за теоремою Кастільяно, на локальні напруження, обчислені за допомогою механіки контакту. Важливим фактором контактної механіки, який доцільно використовувати, є розрахунок тертя прилипання. Коефіцієнт кулонівського тертя не може бути прийнятий, оскільки матеріали і стан поверхонь змінюються, тому доцільно отримати експериментальний коефіцієнт тертя безпосередньо шляхом простого випробування в тих же умовах контакту кулачок-об'єкт фіксації.

Метод розрахунку реакції в затискних губках, коли до поверхні об'єкта фіксації, затиснутого в патроні, прикладається сила різання. Такий метод представляє деякі вдосконалення загальної процедури. На рис. 2.1 показано принцип моделі, яка ґрунтується на теоремі для розрахунку згинальних моментів по периметру поверхні фіксації. Затискні сили  $P_i$  вводяться лише тоді, коли вони діють на досліджуваний сектор кільця. Умови рівноваги, симетрія задачі, однорідність кільця та відсутність тертя призводять до того, що всі три  $P_i$  дорівнюють за величиною  $P$ . Вважається, що поверхні затиску є жорстким тілом, яке має три переміщення  $\delta x$  і  $\delta y$  та одне обертання  $\delta \theta$  в центрі кола. Губки мають нормальну і тангенціальну жорсткість  $k_n$  і  $k_t$ , які однакові для всіх трьох рухів. При введенні сили різання реакція в губках дає 6 невідомих для 3 рівнянь статичної рівноваги.

						020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ док.ум.	Підп.	Дата			

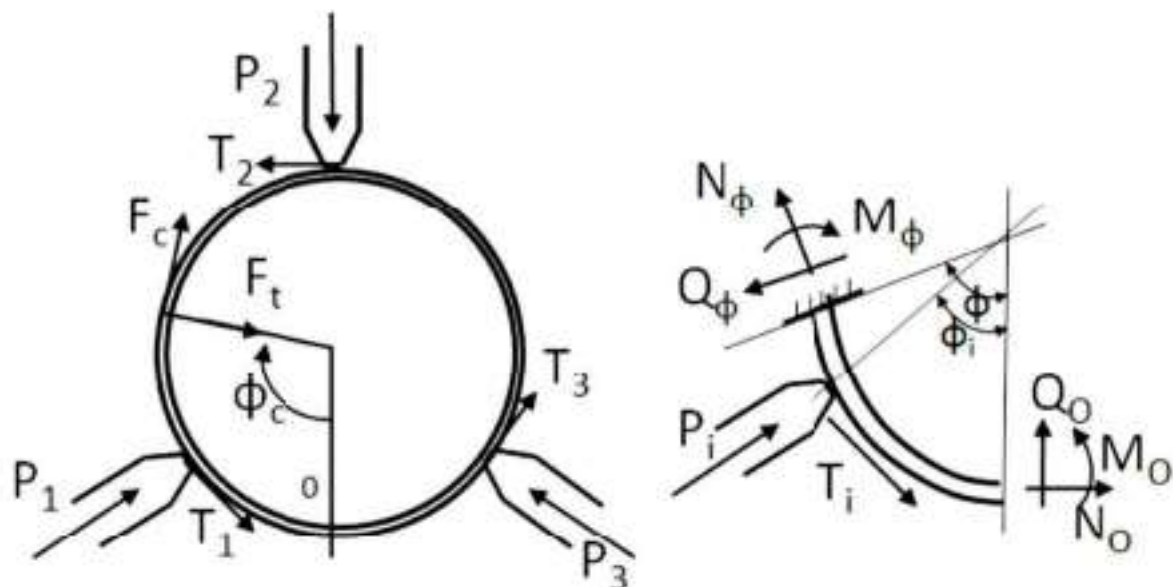


Рисунок 2.1. Сили, що діють на поверхню фіксації

Для того, щоб дізнатися силу затягування по відношенню до крутного моменту, прикладеного до патрона верстата доцільно провести експериментальні визначення, що складається з декількох етапів. Існують прості методи отримання нормальної сили  $P$ , що прикладається до поверхні фіксації кожним затискним елементом, коли крутний момент прикладається до кільце кожної губкою, коли динамометричним ключем прикладається крутний момент до патрона. У одному з поширених методів використовується алюмінієве кільце, на яке в певних симетричних положеннях встановлюються датчики для визначення величини деформації в кільці. Це дає можливість визначити коефіцієнт мультиплікатора механізму патрона.

Крім нормальної сили  $P$ , необхідно виміряти крутний момент, при якому циліндр, виготовлений з досліджуваного матеріалу, починає ковзати, щоб отримати реальний коефіцієнт тертя  $\mu$  між кулачком і поверхню об'єкту фіксації в реальних умовах. Метод таких вимірювань полягає у вимірюванні значень тертя ковзання різних металів за допомогою динамометричного ключа, який має сертифікат калібрування.

В процесі роботи динамометричним ключем до патрона прикладається фіксований крутний момент, який відповідає нормальній силі  $P$ , що прикладається до щелепи, а до гвинта, центрованого в деталі, прикладається

										Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	020Б-24.00.00.00.000 ПЗ					



експериментальне визначення коефіцієнта тертя. Коефіцієнт тертя є важливим фактором для безпечного визначення сили затискання поверхні об'єкта фіксації. Представлені процедури для отримання коефіцієнта тертя в тому ж місці, з тими ж компонентами і в тих же умовах, в яких вони будуть працювати. Дослідження локальних напружень, що виникають в результаті контакту, дає можливість уточнення розрахунку крутного моменту.

Вплив різних типів затискних патронів може виражатися на споживанні енергії, термін служби інструменту і якість поверхні. Для проведення випробувань доцільно використовувати багатопрохідне фрезерування заготовки зі сталі. Зв'язок між зносом суцільних кінцевих фрез і радіальною точністю різних типів чітко не відслідковується. На практиці зовнішні фактори впливу і випадкова поведінка стружки часто є важливими факторами. Цей взаємозв'язок доцільно перевіряти повторними серіями випробувань.

Вимірювання статичного та динамічного радіального відхилення на осі інструмента доцільно проводити через значний вплив патрона на концентричність закріпленого інструменту, стійкість інструменту, а також на точність розмірів заготовки.

За допомогою цього підходу можна отримати цілісну інтерпретацію результатів, включивши визначене радіальне відхилення в подальших оцінках. Для оцінки енергоспоживання доцільно виміряти електричну потужність різання шпинделя та приводних двигунів аналізатором потужності під час серії випробувань фрезерування. . Всі ріжучі кромки суцільної кінцевої фрези були вирівняні у визначених положеннях, щоб гарантувати однаковий кут огляду на кожній кромці. Використовуючи програмне забезпечення для мікроскопії uEye Sockpit, можна було безпосередньо виміряти ширину бокового зносу. Цей процес повторювався до тих пір, поки суцільну кінцеву фрезу більше не можна було використовувати через високий знос.

Для оцінки якості поверхні виготовлених заготовок доцільно провести вимірювання шорсткості після фрезерних випробувань. Для цього використовувався вимірювальний прилад для вимірювання поверхонь з

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



передбачає рівномірний розподіл контактної тиску  $p$  - умова, яка виконується лише тоді, коли обидві конічні контактні поверхні мають однакову довжину. Таким чином, нормальна сила  $F_n$  може бути обчислена як інтеграл контактної тиску  $p$  між максимальним і мінімальним радіусом конічної поверхні цанги. У цій схемі  $r_s$  - максимальний радіус,  $r_i$  - мінімальний радіус і  $r$  - радіус елемента площі  $dA$ . Вважається, що нормальний знос ( $S_n$ ) є рівномірним для всіх точок конічної поверхні. Отже, максимальний тиск виникає при мінімальному значенні радіуса  $r_i$ .

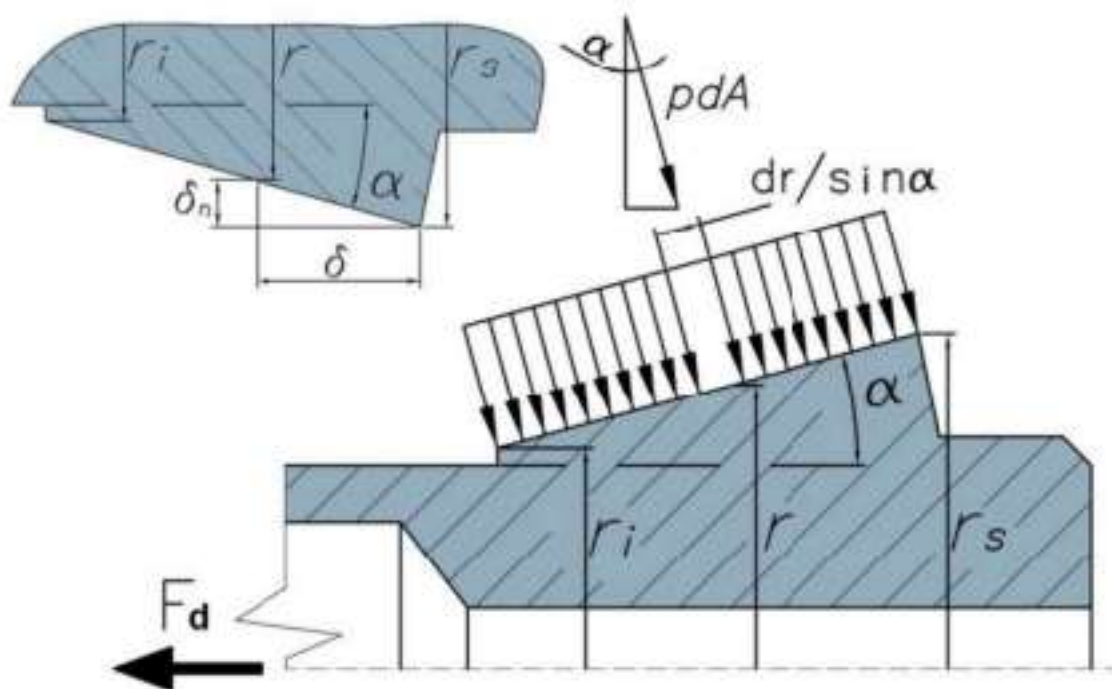


Рисунок 2.4 Тиск контакту конуса з цангою

Другий контакт відбувається між цангою та об'єктом фіксації, як показано на рисунку 2.5. Для того, щоб розрахувати сили і момент проковзування, вважається, що тиск, який передається на кожну губку, однаковий і постійний. Сила затиску  $F_s$  визначається з рівнянь та використовується у визначенні для отримання сили тертя  $F_R$  та у розрахунках для отримання загальної сили  $F_T$ .

										020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата							





У роботі представлено аналітичні вираження факторів коли при двох затискних елементах ( $z=2$ ) зсуви й провороти в більшості випадків знаходяться у площині середніх твірних. Результуючі похибки можна представити у вигляді різниці при заокругленнях до більших значень.

Для випадку коли  $z > 2$  зсовування та провороти відбуваються у просторі і для визначення результуючих похибок потрібно розглядати векторну суму.

Радіальне биття на визначеному вильоті від центру провороту об'єкту кріплення можна представити як подвійну суму векторів.

$$\overline{\Delta}_p = 2(\overline{\Delta}_r + \overline{\Delta}_c + \overline{\Delta}_m), \quad (3.1)$$

де  $\overline{\Delta}_r$  – зсування центра внаслідок геометричної неточності виготовлення та складання затискного патрона;

При різниці у коефіцієнтах тертя ( $f_1 \neq f_2 \neq f_3 \neq f_k$ ) або кутах тертя  $\varphi$  ( $\varphi_1 \neq \varphi_2 \neq \varphi_3 \neq \varphi_k$ ) та однаковій жорсткості пелюсток  $C_1 = C_2 = C_3 = C_k$  (рис. 3.2, а), відбувається розсіювання величини сил тертя між шпинделем і губками цанги. У такій ситуації сили тертя  $F_1; F_2; F_3; \dots F_k$  на кожному затискувальному елементі сприяють обертанню осі заготовки під відповідними кутами:

$$\begin{aligned} \vartheta_{f_1} &= \frac{M_{F_1}}{C_n} = \frac{S_z \cdot f_1 \cdot R}{C_n [k \cdot \sin \alpha + \cos \alpha (f_1 + f_2 + f_3 \dots + f_k)]}, \\ \vartheta_{f_2} &= \frac{M_{F_2}}{C_n} = \frac{S_z \cdot f_2 \cdot R}{C_n [k \cdot \sin \alpha + \cos \alpha (f_1 + f_2 + f_3 \dots + f_k)]}, \\ \vartheta_{f_3} &= \frac{M_{F_3}}{C_n} = \frac{S_z \cdot f_3 \cdot R}{C_n [k \cdot \sin \alpha + \cos \alpha (f_1 + f_2 + f_3 \dots + f_k)]}, \\ \vartheta_{f_k} &= \frac{M_{F_k}}{C_n} = \frac{S_z \cdot f_k \cdot R}{C_n [k \cdot \sin \alpha + \cos \alpha (f_1 + f_2 + f_3 \dots + f_k)]}. \end{aligned} \quad (3.2)$$

### 3.2 Вплив характеристик затискного патрона на зміщення об'єкта фіксації

При обертанні вісі відносно зміщеного центра під впливом моменту сил тертя  $M_{r_i}$  та поворотної жорсткості затискного елемента  $C_n$  у площині симетрії затискного елемента на виході заготовки  $l_0$  буде мати наступний результат –  $\overline{\Delta_{M_{r_1}}} = \mathcal{G}(f)_1 \cdot l_0$ ;  $\overline{\Delta_{M_{r_2}}} = \mathcal{G}_{f_2} \cdot l_0$ ;  $\overline{\Delta_{M_{r_3}}} = \mathcal{G}_{f_3} \cdot l_0$  і  $\overline{\Delta_{M_{r_k}}} = \mathcal{G}_{f_k} \cdot l_0$  (рис. 3.2,б). Вектор  $\overline{\Delta_{M_r}} = \overline{\Delta_{M_{r_1}}} + \overline{\Delta_{M_{r_2}}} + \overline{\Delta_{M_{r_3}}} + \dots + \overline{\Delta_{M_{r_n}}}$  є одним із складників зсуву радіального осі об'єкта фіксації.

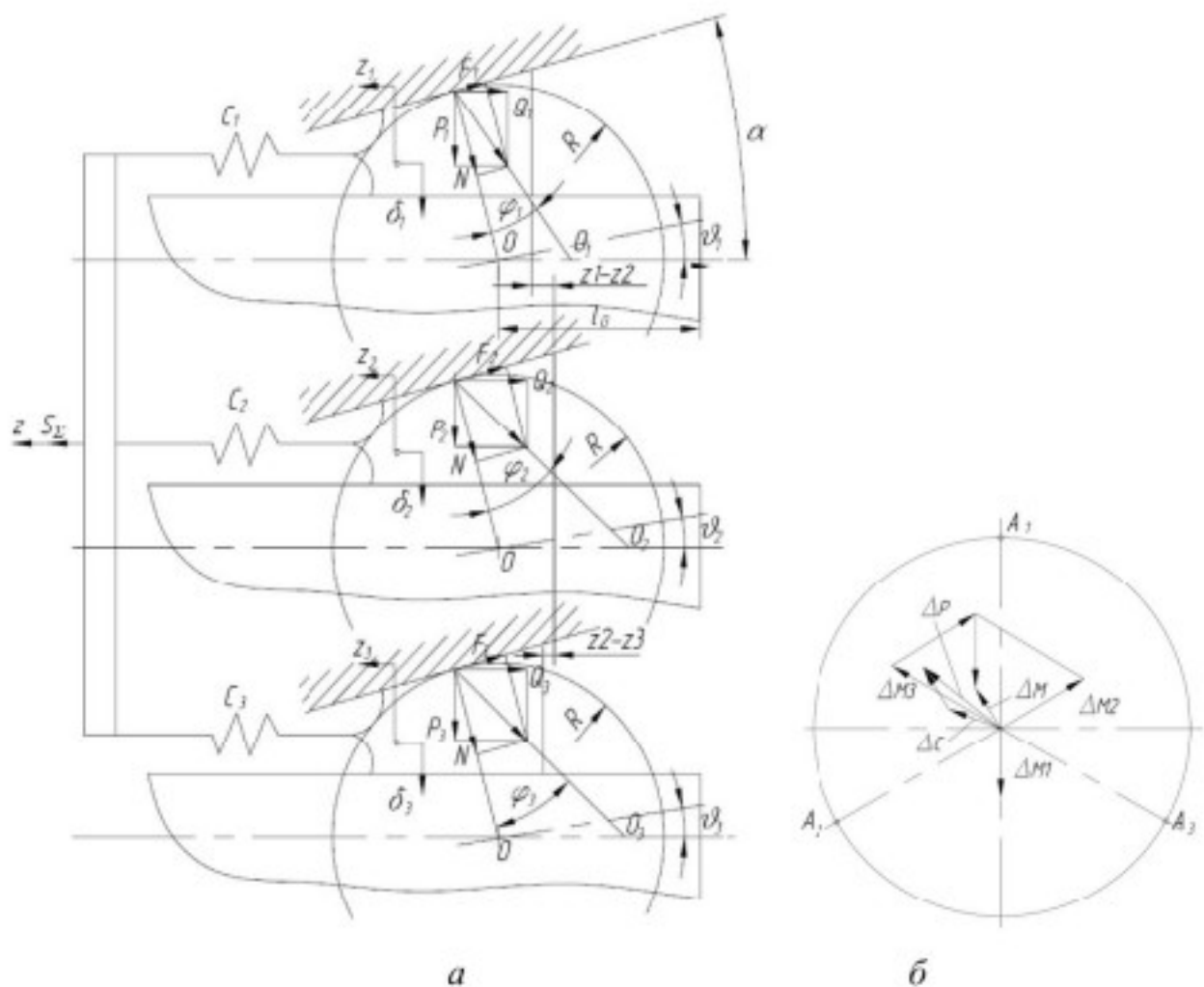


Рисунок 3.2 Загальна схема для визначення радіального биття та перекошування заготовок, що фіксується: а – при розкладі сил тертя; б – зсуву осі заготовки

Розсіювання сил зчіплення у з'єднанні губок цанги та заготовки, при умові нерівності зчеплення коефіцієнтів  $\mu$ : ( $\mu_1 \neq \mu_2 \neq \mu_3 \neq \mu_k$ ), однакової силі затиску кожним затискним елементом ( $T_1 = T_2 = T_3 = T_k = T$ ) та жорсткостей пелюсток

									Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	020Б-24.00.00.00.000 ПЗ				

( $C_1 = C_2 = C_3 = C_n$ ) (рис.3.3,а). Внаслідок різниці створених крутних моментів  $M_{T1} = T\mu_1 \frac{d}{2}$ ,  $M_{T2} = T\mu_2 \frac{d}{2}$ ,  $M_{T3} = T\mu_3 \frac{d}{2}$ ,  $M_{Tn} = T\mu_k \frac{d}{2}$  виникає ротор осі об'єкта фіксації навколо центру шарніру  $O$ : кожен з них призводить до повороту осі на кути відповідно

$$\vartheta_{\mu_1} = \frac{Td\mu_1}{2C_n}, \vartheta_{\mu_2} = \frac{Td\mu_2}{2C_n}, \vartheta_{\mu_3} = \frac{Td\mu_3}{2C_n}, \vartheta_{\mu_k} = \frac{Td\mu_k}{2C_n} \quad (3.3)$$

Спрямування провороту осі відносно зміщеного центра внаслідок дії моменту сил тертя  $M_{Tj}$  та поворотної жорсткості затискного елемента  $C_n$ , у площині симетричній до затискного елемента на вильоті деталі  $l_0$ ; як наслідок –  $\overline{\Delta_{M_{T1}}} = \vartheta(\mu)_1 \cdot l_0$ ,  $\overline{\Delta_{M_{T2}}} = \vartheta_{\mu_2} l_0$ ;  $\overline{\Delta_{M_{T3}}} = \vartheta_{\mu_3} \cdot l_0$ ;  $\overline{\Delta_{M_{Tn}}} = \vartheta_{\mu_k} \cdot l_0$  (рис. 3.3, б). Вектор  $\overline{\Delta_{M_T}} = \overline{\Delta_{M_{T1}}} + \overline{\Delta_{M_{T2}}} + \overline{\Delta_{M_{T3}}} + \dots + \overline{\Delta_{M_{Tn}}}$  є одним зі складових зсуву осі заготовки.

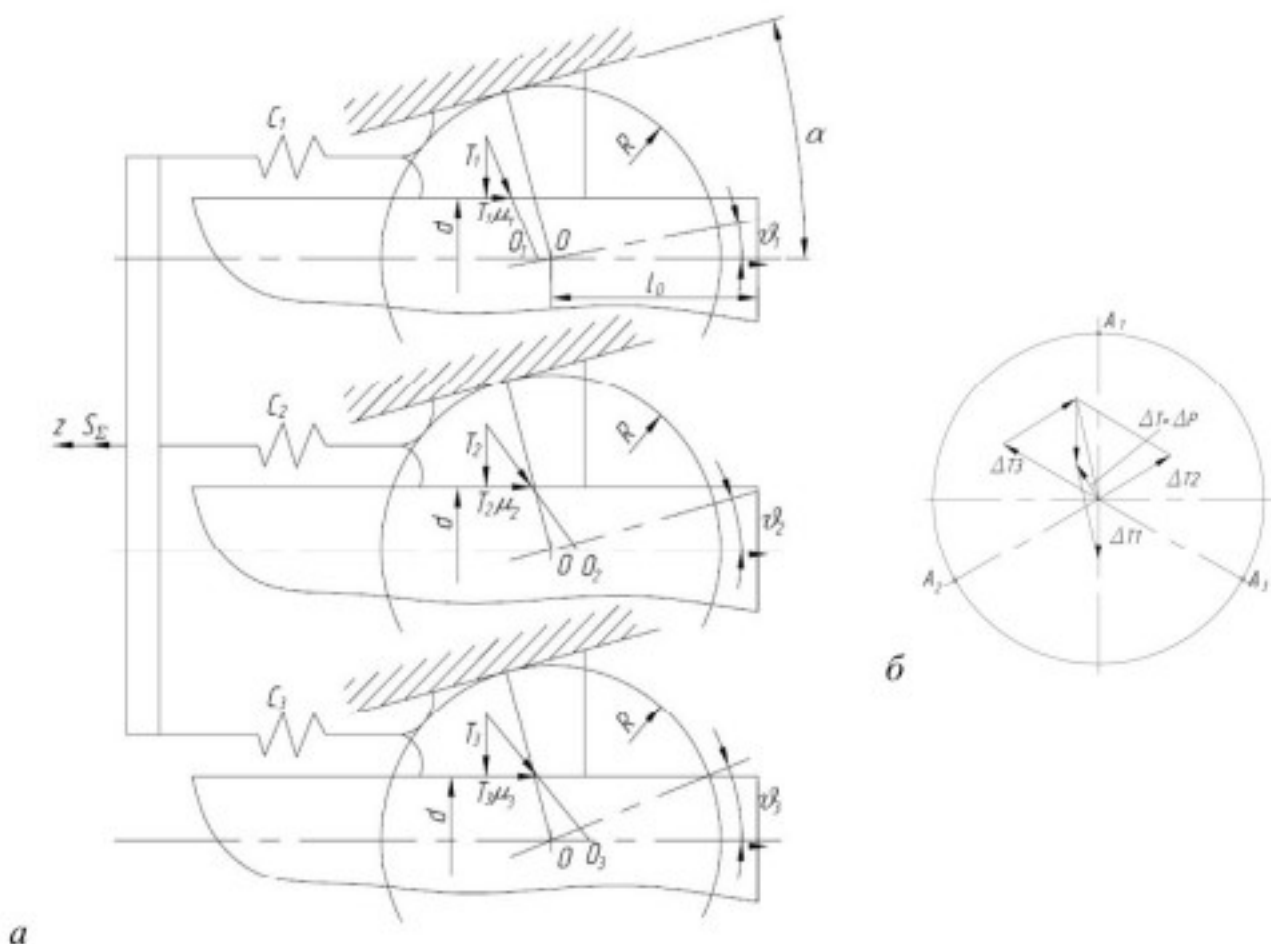


Рисунок 3.3 Загальна схема розрахунку для визначення радіального биття і перекосів об'єкта фіксації: а – у випадку розсіювання сил зчеплення; б – сумарного зсуву осі об'єкта фіксації

Для різної жорсткості пелюсток  $C_1 \neq C_2 \neq C_3 \neq C_k$ , тобто для випадку не рівних площ поперечних розрізів пелюсток  $F_1 \neq F_2 \neq F_3 \neq \dots \neq F_k$  та однакових осьових силах натягу  $Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_k = \dots = \frac{S_z}{k}$  зсув затискних елементів різний (рис. 3.4).

### 3.3. Вплив різниці жорсткості пелюсток цанги на положення об'єкта фіксації

Зміщення кожної із затискних елементів k-пелюсткової цанги:

$$\delta_{C1} = \frac{S_z \operatorname{tg} \alpha}{kC_1}, \quad \delta_{C2} = \frac{S_z \operatorname{tg} \alpha}{kC_2}, \quad \delta_{C3} = \frac{S_z \operatorname{tg} \alpha}{kC_3}, \quad \delta_{Ck} = \frac{S_z \operatorname{tg} \alpha}{kC_k} \quad (3.4)$$

де  $C = \frac{EF}{l_x}$ ,  $F = 0,00873\psi(R^2 - r^2)$ . Сума векторна зміщень кожної губки k-

пелюсткової цанги формує зсув осі об'єкта фіксації  $\Delta c'$ .

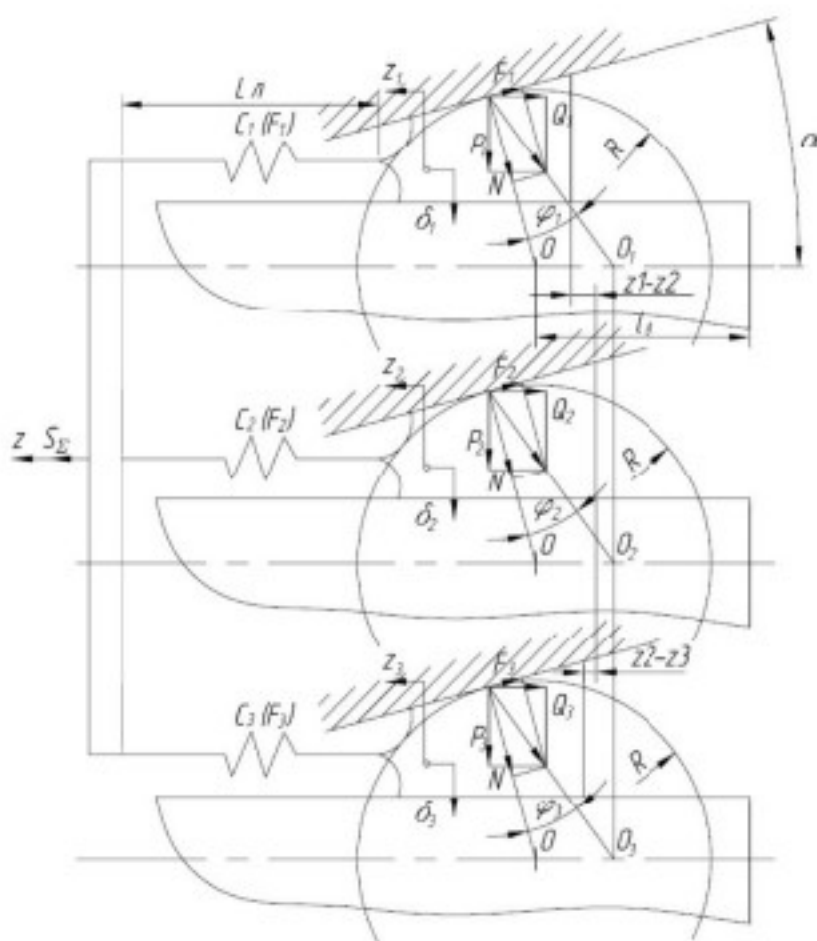


Рисунок 3.4 Загальна схема для проведення розрахунку з метою визначення радіального биття і перекосів об'єктів фіксації при розсіюванні жорсткості пелюсток

									020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ док.ум.	Підп.	Дата						



## РОЗДІЛ 4

### ВПЛИВ ОКРЕМИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБРОБКИ

#### 4.1. Навантаження на затискні елементи цанги

Дисбаланс, обумовлений неспівпадінням осей обертання тіла фіксації і контактних елементів цанги з головною віссю інерції, сильно залежить від частоти обертання і ексцентриситету в об'єкті затиску, який змінюється в залежності від центруючої здатності цангового патрона, а також зі зміщенням і нахилом об'єкта фіксації внаслідок дією сили різання. Сили різання або технологічні сили викликають осьові сили, радіальні сили, крутні моменти і згинальні моменти на цангових патронах, і, як наслідок, виникають зміщення і нахили затискних систем.

Для представлення реакцій на контактних елементах цангових затискних елементів визначається глобальна система координат  $(X, Y, Z)$ , яка розташована в шийці шпинделя верстата. Для представлення результатів комбінованих навантажень, що діють на об'єкт затиску, визначено дві системи координат  $(R_x, R_y, R_z)$  для результатів в радіальному напрямку, і  $(R_{x1}, R_{y1}, R_{z1})$  для компонентів моменту.

Для більшої простоти, першу систему координат потрібно вибрати, використовуючи переваги симетрії, тоді як друга буде повернута на  $90^\circ$  відносно першої, як показано на рисунку 4.1. Ми припустили, що осьові навантаження сприймаються верхньою частиною цангового патрона

Статична жорсткість цангових патронів досить висока, лише на 5% нижчою, ніж у монолітних посадок; однак, невеликі зміни в конструкції та виробництві можуть призвести до значних змін жорсткості. Коли необхідно досягти високої сили затиску за допомогою цангових патронів, робоча гайка спричинить перекіс, який негативно вплине на концентричність і розподіл зусилля затиску (рис. 4.2). Цей ефект усувається за допомогою збірних патронотримачів, що приводяться в дію пневматично або гідравлічно, які

										Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						

020Б-24.00.00.00.000 ПЗ

можуть приводитися в дію шляхом витягування або штовхання, як показано на рисунку

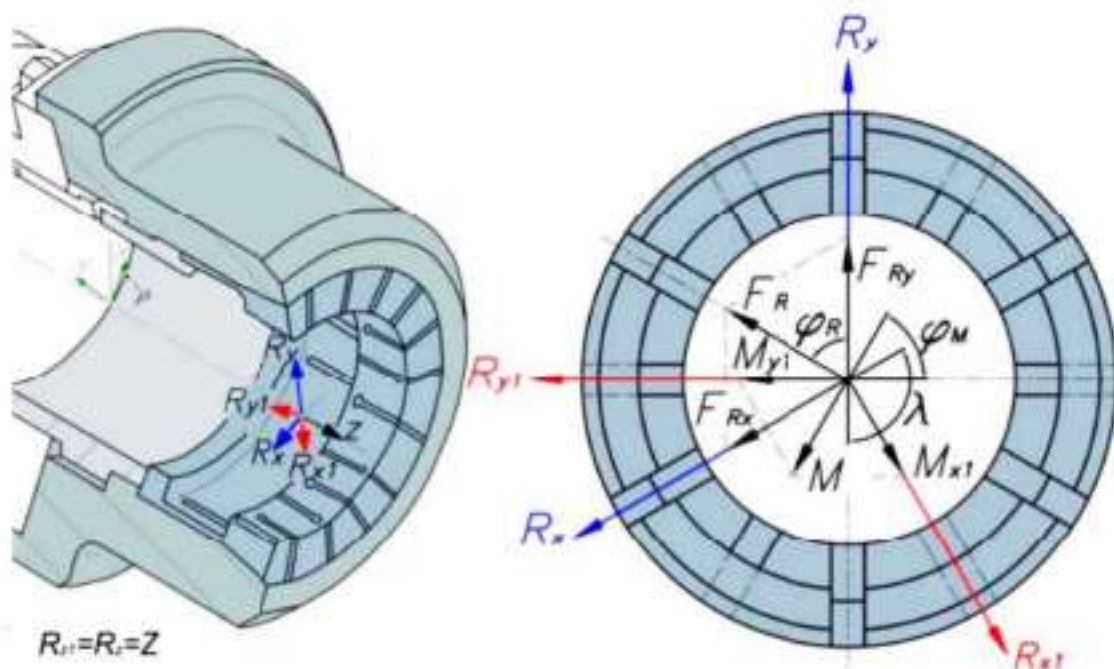


Рисунок 4.1 Системи координат та результуючі сили і моменти

На рисунку 4.1 сила  $F_R$  є результатом дії радіальних сил, що діють на цанговий затискний патрон, де  $F_{Rx}$  і  $F_{Ry}$  є її складовими відповідно до системи координат,  $R_x$ ,  $R_y$ ,  $R_z$  як визначені раніше, де  $l$  представляє кут між вибраними осями, а  $gR$  - кут, який утворює результат дії радіальних сил з віссю  $R$

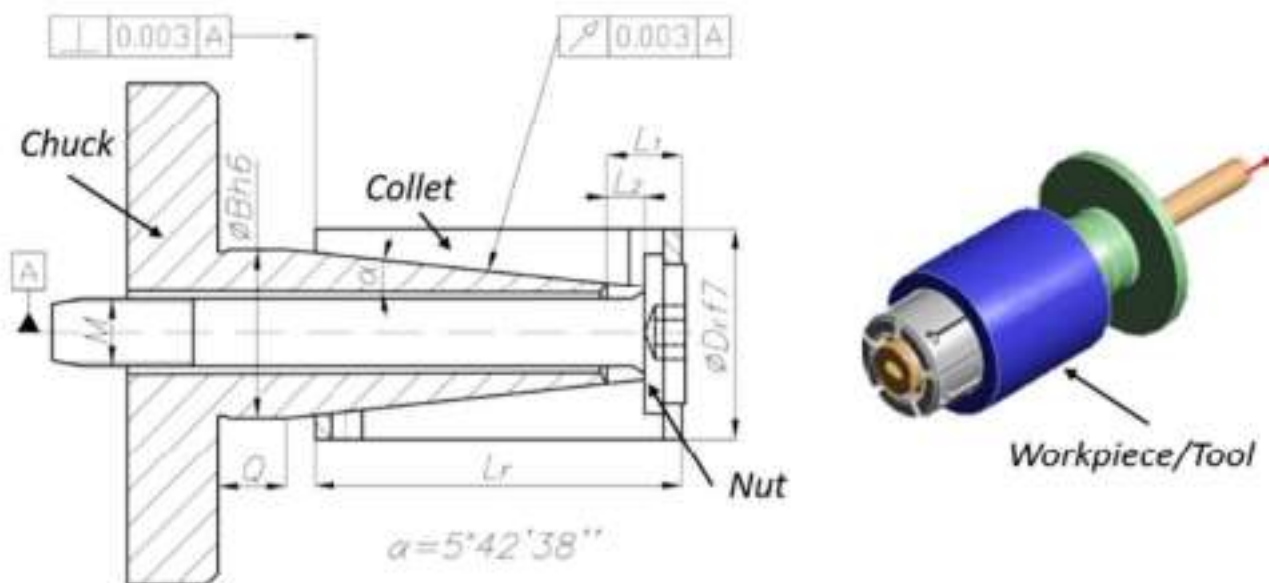


Рисунок 4.2 Ручний цанговий затискний пристрій

										Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	020Б-24.00.00.00.000 ПЗ					

Врахування нелінійних явищ, а також чутливості інструменту та заготовки дають можливість будувати діаграми стійкості та проводити аналіз впливу зовнішнього впливу. Для цього доцільно використовувати пропорційно-похідне керування (ППК) (для керування в замкненому контурі). Зниження рівня вібрації під час обробки спостерігалось за рахунок використання комбінації зовнішнього примусу, правильно підібраних технологічних параметрів (на основі пелюсткових кривих) та використання PD-регулятора.

Сигнал вібрації часто використовується як діагностичний сигнал і може бути успішно замінити не менш популярне вимірювання складових загальної сили обробки. Додатковою перевагою вібраційного сигналу є те, що вимірювання складових сили обробки зазвичай вимагає використання досить дорогих датчиків сили, які також складні в установці. Метод вібраційного сигналу забезпечує хорошу кореляцію з силовим сигналом, а також можливість отримання іншої інформації про перебіг процесу.

Вимірювання амплітуди вібрації або середньоквадратичного значення надає цінну інформацію про перебіг процесу і добре корелює з силовим сигналом, однак є більш чутливим до завад (через розташування датчика) [1].

Як правило, тактильні датчики (наприклад, акселерометри) або лазерні датчики (наприклад, лазерні віброметри) зазвичай використовуються для вимірювання вібрації. Сигнали, захоплені датчиками можна аналізувати як функцію часу або частоти [21]. Приклад вібропереміщення сигналу в часовій області показано на рисунку 4.3

Ентропія також може слугувати корисним інструментом у дослідженні та аналізі динамічних процесів. В даний час використовується метод багатомасштабної ентропії (MSE), який визначається як міра ступеня неупорядкованості або невизначеності заданого сигналу. Він дозволяє оцінити складність часового ряду і краще зрозуміти явища, що відбуваються.

Багатомасштабний ентропійний аналіз ґрунтується на процедурі грубого гранулювання, яка передбачає усереднення початкових точок часового ряду. Незважаючи на успішне використання цього методу в багатьох областях,

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		





жодної публікації щодо аналізу CMSE в цьому відношенні. Це свідчить про необхідність розширення наявних знань про стабільність процесу фрезерування магнісвих сплавів.

Для представлення реакцій і деформацій, зумовлених дією сил під час процесу знімання стружки, в контактних елементах або кулачках цанги вводяться локальні системи координат в контактних елементах або кулачках цанги, визначені локальні системи координат, представлені на рисунку 4.6, де  $n_c$  - кількість контактів або кулачків цанги. Жорсткості жорсткості кожного з контактних елементів цанги в напрямку локальних систем координат  $K_x$ ,  $K_y$  та  $K_z$ , які отримані з комбінації жорсткостей контактних елементів цанги  $K_r$ ,  $K_u$  та  $K_z$ , які отримані з комбінації жорсткостей цангового патрона  $K_{r1}$ ,  $K_{t1}$  і  $K_{a1}$  та радіальної жорсткості заготовки  $K_{r2}$ .

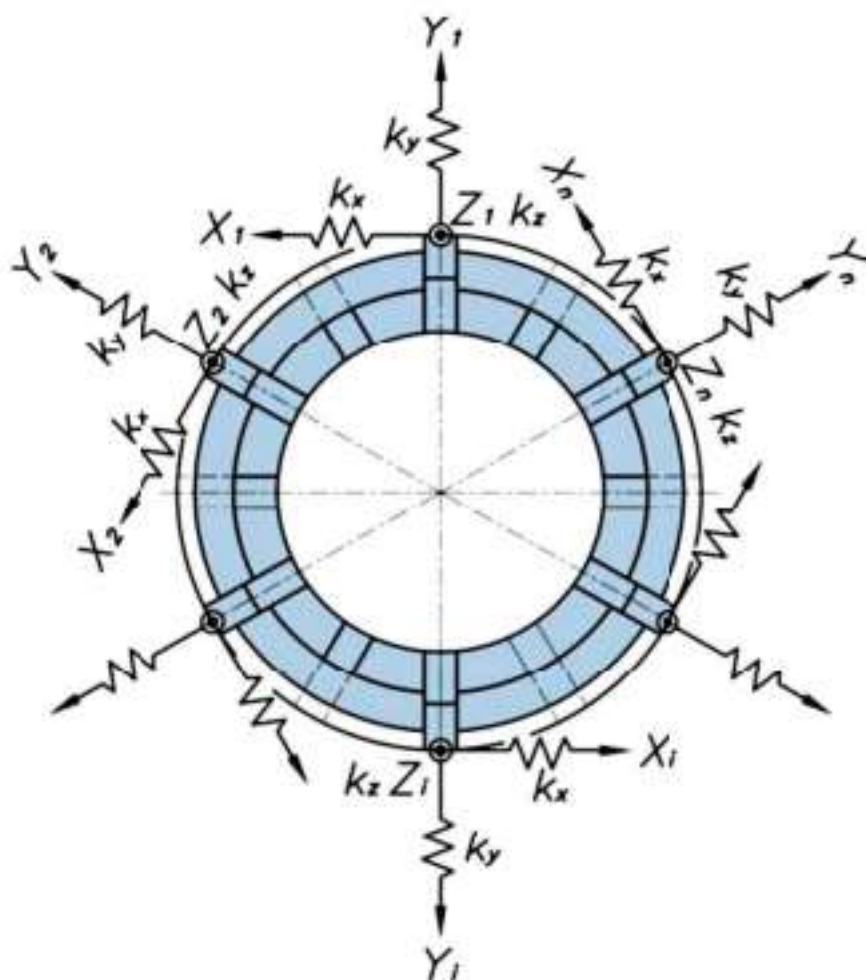


Рисунок 4.5 Системи координат та жорсткості затисневих елементів

						020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			



головна і пасивна сили різання відповідно, а  $w$  - кут повороту кут повороту цангової губки.

#### 4.3 Деформації під дією сил, що передаються у затискному патроні

Результуюча радіальна складова  $F_{Ry}$  викликає зміщення  $dR$  в напрямку осі  $R$  (рис. 4.7), що, в свою чергу, викликає сили реакції в цангових кулачках. Умова балансу сил виражається рівнянням, коли мова йде про цанги з непарною кількістю контактів або кулачків, і виражається рівнянням, коли мова йде про цанги з парною кількістю контактів або кулачків. У попередніх рівняннях  $n_c$  - кількість кулачків цанги;  $k_x$  і  $k_y$  - жорсткість кожного кулачка цанги.

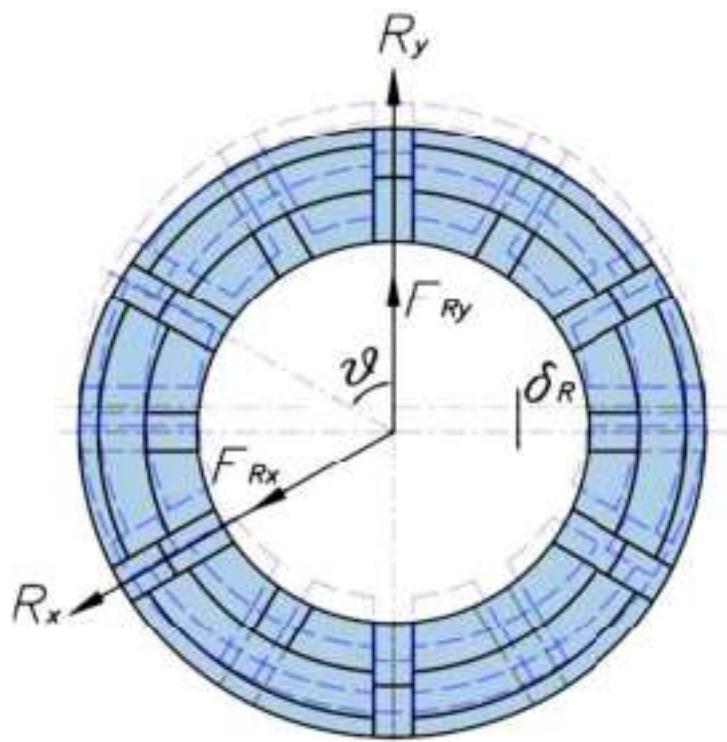


Рисунок 4.7 Радіальна деформація в затискному патроні

Деформації за згинальними моментами. Компоненти  $M_{y1}$  і  $M_{x1}$  результуючого згинального моменту  $M$ , згідно з формулою  $R_{y1}$  і  $R_{x1}$ , спричиняють нахили заготовки. Ці нахили, в свою чергу своєю чергою,

створюють статичну силу тертя  $F_k$  на контактних елементах або цангових кулачках (рис. 4.8).

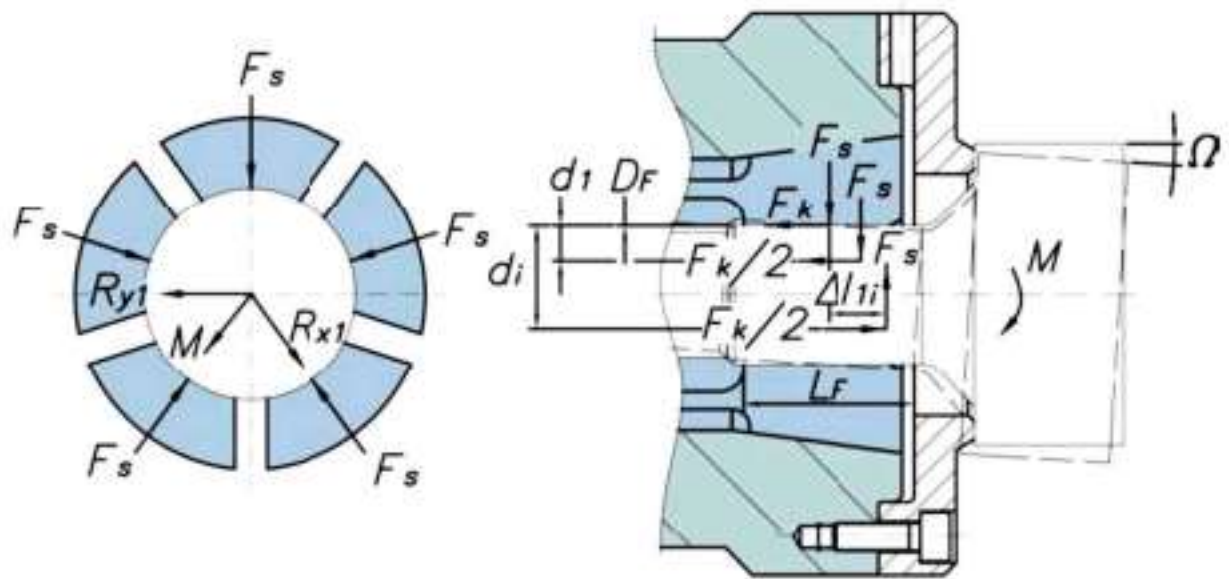


Рисунок 4.8 Деформація в затискувальному патроні від згинального моменту та сили тертя

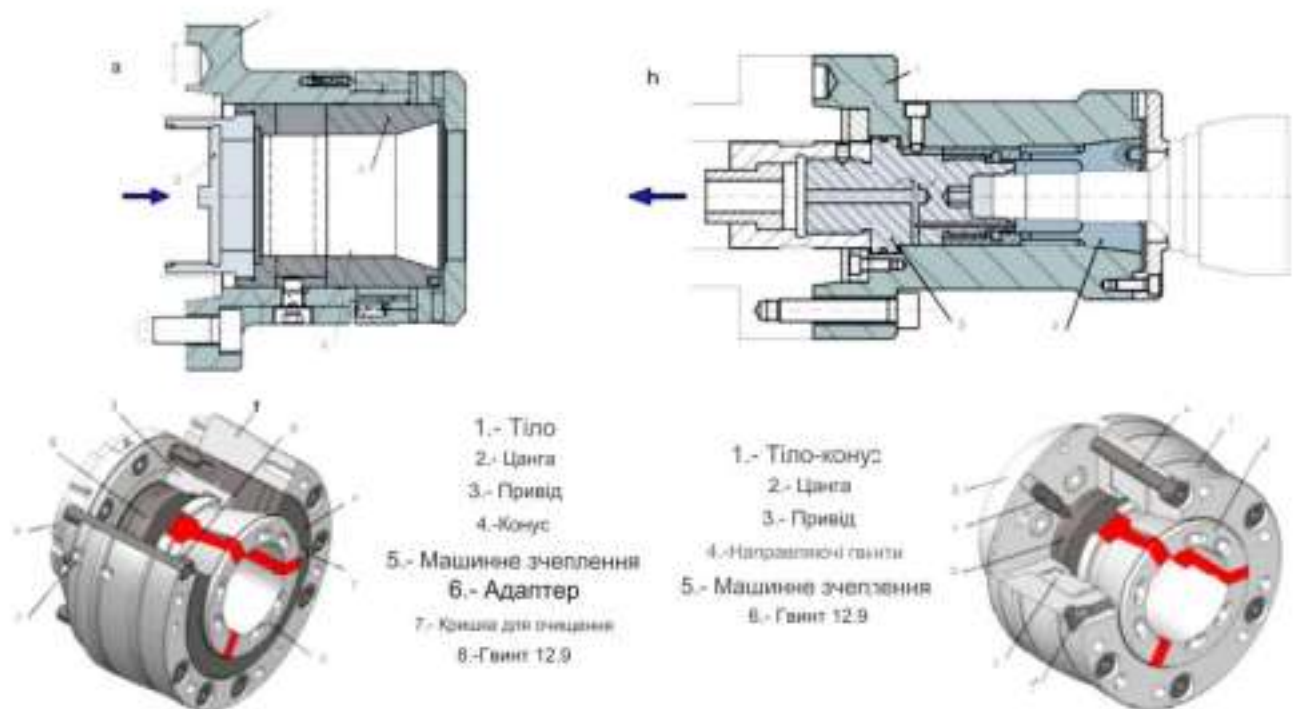


Рисунок 4.9 Автоматичні цангові затискувальні системи. (а) дія шляхом натискання. (б) дія штовханням

З представленого аналізу видно, що деформації, зумовлені крутильними моментами, не доречно враховувати, оскільки їхній вплив вважався незначним

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

у порівнянні з впливом згинальних моментів. При цьому, сили різання були взяті для ортогонального процесу різання та для косоного різання.

Відносні деформації в контактних елементах або цангових кулачках цангового патрона, зумовлені згинальними моментами, що викликані дією технологічних сил, аналітично можна визначити за допомогою рівняння стану, а параметри, що входять в ці рівняння, розраховуються відповідно до розрахункових схем.

Потрібно відзначити, що зміна сили затиску під час обертання в цанговому патроні залежить від жорсткості цангового патрона, а отже, обладнання з меншою жорсткістю конструкції зменшить коливання сили затиску через відцентрові сили, викликані високою швидкістю обертання. Жорсткість об'єкта фіксації є достатньою якщо вона є більшою ніж жорсткість контактних елементів або цангових затискних елементів, що виконується у випадку з металевими об'єктами фіксації. У менш поширених випадках, коли заготовка менш жорстка, ніж контактні елементи або цангові затискні елементи, швидкість обертання не має помітного впливу. При цьому важливо забезпечити умови коли жорсткість цанги є рівномірною, щоб мінімізувати деформації, які впливають на кінцевий продукт.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## РОЗДІЛ 5

### ОХОРОНА ПРАЦІ

#### 5.1 Організація робочого місця

Організація робочого місця є надзвичайно важливою. Робоче місце - це місце, оснащене необхідними технологічними засобами, де постійно або частково здійснюється діяльність робочого або групи робочих, які спільно виконують певну роботу. Рациональна організація робочого місця включає його планування, оснащення і обслуговування. Планування робочого місця (рис. 5.1) поділяється на загальне (зовнішнє) і внутрішнє. Організація робочого місця - це система заходів з оснащення робочого місця засобами праці і їх розміщення у певному порядку. Загальне планування - це раціональне розміщення виконавців і верстатного обладнання на промисловій площі, а також матеріалів, підйомно-транспортних засобів і оснастки.

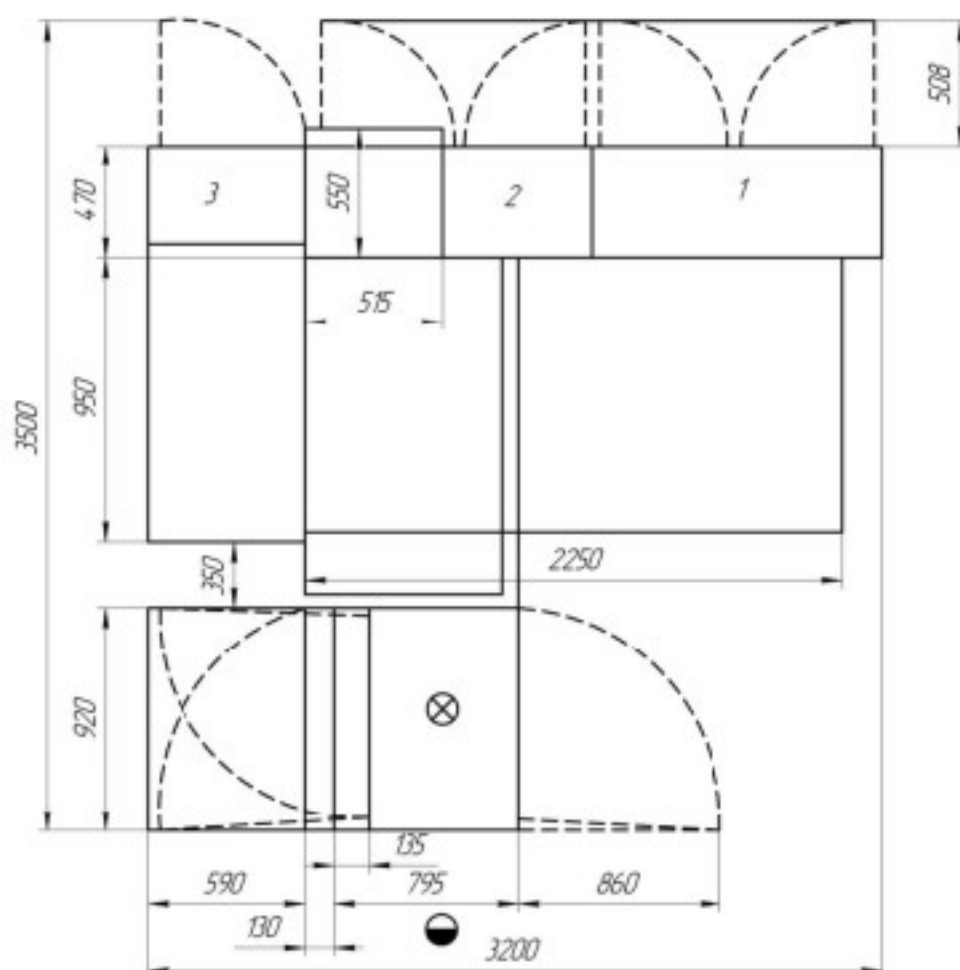


Рисунок 5.1 План робочого місця

										Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата						

020Б-24.00.00.00.000 ПЗ

Внутрішнє планування - це розміщення інструментів, їх пристосувань і необхідних матеріалів на поверхні та всередині оснастки. Організація робочого місця також включає засоби для забезпечення комфорту (освітлення, обмеження рівня шуму, вібрацій і естетичних заходів) та засоби, що забезпечують безпеку праці. Температура зовнішніх поверхонь технологічного обладнання або обгороджувачих його пристроїв не повинна перевищувати оптимальних значень температури повітря більш як на 2 °С. При температурі поверхонь обгороджувачих конструкцій нижче або вище оптимальних значень температури повітря на робочому місці повинно бути видалене на відстань не менше 1 метра. Коливання температури повітря в межах робочої зони не повинно перевищувати 4 °С при легких роботах, 5 °С при середньому навантаженні і до 6 °С при важких роботах.

Інтенсивність теплового випромінювання, якому піддаються працівники від нагрітих поверхонь технологічного обладнання та освітлення пристроїв, не повинна перевищувати 35 Вт/м<sup>2</sup> при опроміненні 50% поверхні тіла. Для опромінення більше як 70% поверхні тіла, ця інтенсивність не повинна перевищувати 70 Вт/м<sup>2</sup> у випадку, коли опромінена площа становить від 25 до 50%.

Вібрація є шкідливим фактором, що впливає на людину через передачу механічної енергії та джерело коливань. Вона виникає при обертанні валів, шківів і маховиків, особливо при неправильному балансуванні, а також при використанні механізмів із зворотно-поступальним рухом. Особливо шкідливою є вібрація з частотою 6–9 Гц, близькою до власної частоти коливань для більшості внутрішніх органів людини: це може викликати резонанс, що збільшує коливання внутрішніх органів, розширюючи їх або звужуючи, що є шкідливим. Для зменшення впливу вібрації застосовують наступні методи: зниження вібрації в джерелі виникнення, віброізоляція окремих верстатів,

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

уникнення резонансу (наприклад, шляхом зміни параметрів різання), а також використання засобів індивідуального захисту.

Для забезпечення безпеки під час роботи на верстаті використовуються різні технічні засоби, такі як захисне заземлення, занулення, захисне відключення, малі напруги, відокремлення електричних мереж, вирівнювання потенціалів, ізоляція струмоведучих частин, індивідуальні захисні засоби, а також огорожувальні пристрої, попереджувальна сигналізація, блокування та безпечні знаки.

## 5.2 Освітлення робочого місця

Для освітлення робочої зони площею  $S=23.3$  м<sup>2</sup> використовуються люмінесцентні лампи високого тиску типу ЛДЦ з напругою 220 В. Індекс приміщення обчислюється за формулою:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_p \cdot (A + B)}$$

де  $H_p$  – значення висоти розташування світильників над робочою поверхнею, м;  
 $A$  і  $B$  – ширина та довжина робочої ділянки. При врахуванні проходів можна визначити:  $A=7.380$  м,  $B=3.160$  м.

Згідно інженерно-технічних норм для цих діляниць: висота приміщення складає  $H = 6$  метрів; відстань від стелі до краю світильника  $h_z = 0.4$  метрів; висота робочої поверхні над підлогою становить  $h_p = 0.8$  метрів. Таким чином, розрахункова висота буде становити  $H_p = H - h_z - h_p = 6 - 0.4 - 0.8 = 4.8$  метрів.

Індекс простору приміщення можна визначити:

$$i = \frac{7.380 \cdot 3.160}{4.8 \cdot (7.380 + 3.160)} \approx 0.5$$

Залежно від показника приміщення та типу люмінесцентного світильника вибирається коефіцієнт використання світлового потоку ламп  $\eta$ , який залежить

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

від коефіцієнта відбиття потоку світла від стелі  $\rho_{\text{стелі}}$ , стелі, стін  $\rho_{\text{стін}}$  стін і  $\rho_{\text{підлоги}}$  покриття підлоги. Для люмінесцентного світильника при ..., ..., .. Світловий потік лампи буде визначений. Для світильника люмінесцентної дії при  $i=0.5 \cdot \rho_{\text{стелі}}=70\%$ ,  $\rho_{\text{стін}}=50\%$  та  $\rho_{\text{підлоги}}=10\% \cdot \eta=23\%$ . Потік світла від лампи визначається:

$$F_L = \frac{E_H \cdot S \cdot z \cdot k_Z}{N_p \cdot \eta}$$

де  $F_L$  – потік світла від лампи, лм;  $E_H$  – освітленість нормативна, лк;  $S$  – площа освітлювальна, м<sup>2</sup>;  $z$  – коефіцієнт нерівномірного освітлення, в діапазоні 1.1..1.5. Приймаємо  $z=1.2$   $N_p$  – кількість рядів освітлювачів. Прийнято світильники, що розміщені в чотири ряди, тобто  $N_p=4$ ;  $K_Z$  – коефіцієнт запасу, лежить в межах 1.2..1.7. Приймаємо  $k_Z=1.5$ .

$$F_L = \frac{350 \cdot ??? \cdot 1.2 \cdot 1.5}{4 \cdot 0.23} = 15955 \text{ лм.}$$

Якщо у світильник встановити пару ламп ЛБ-40 ( $n=2$ ) потужністю у 80 Вт кожна, із потоком світловим кожної з них  $F_H=2100$  лм, то потрібна кількість світильників в одному ряду складе:

$$N = \frac{F_L}{n \cdot F_H} = \frac{15655}{2 \cdot 2100} = 3.7$$

Прийнято кількість освітлювачів  $N=4$  світильники. З конструктивних міркувань визначаємо, що відстань між світильниками становить  $L=2$  м. Відстань від крайніх світильників до стін:  $l=(0.3..0.5) \cdot L=(0.3..0.5) \cdot 2=0.6..1$  м

Приймаємо  $l=1$  м. При розрахунковому відношенні  $\frac{L}{H_p} = \frac{2}{4.2}$

приймаємо прямокутне розміщення світильників як на рис. 5.2.

						020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата			

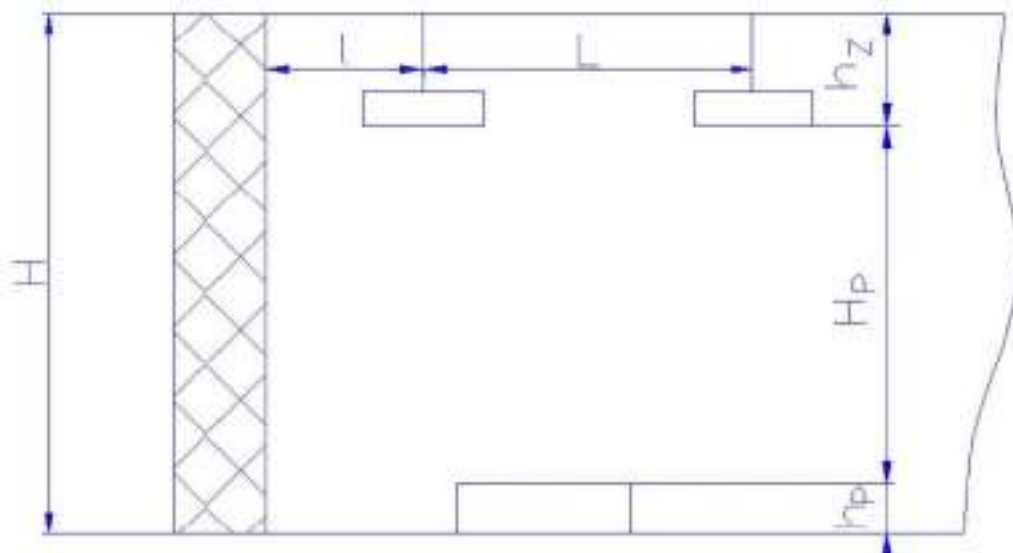


Рисунок 5.2 Схема для розрахунку штучного освітлення

### 5.3 Визначення параметрів заземлення електричного обладнання робочого місця

Проведення розрахунків захисного заземлювального пристрою має на меті визначення кількості та розмірів заземлювачів. Для здійснення такого розрахунку необхідно мати наступні вихідні дані: опір заземлювального пристрою, питомий опір ґрунту (який може бути виміряним або видобутим із нормативних таблиць), а також тип, розміри та умови розташування одиночних заземлювачів в ґрунті. У нормативному контексті, опір заземлювача  $R_H$  до якого приєднані нейтралі металевих частин електрообладнання повинен у будь-яку пору року складати не більше 2, 4 або 8 Ом при лінійній напрузі відповідно 680, 380 або 220 В для джерел однофазного струму. В даному випадку, ми приймаємо значення  $R_H = 4$  Ом згідно з вказаними умовами.

Визначення розрахункового питомого опору ґрунту  $\rho$  в якому розміщеної електрси заземлення: де  $\rho = \rho_{\text{табл}} \cdot \psi$  Ом м де  $\rho_{\text{табл}}$  – табличні величини питомого опору ґрунту, Ом м. Прийнято  $\rho_{\text{табл}} = 40$  Ом м – для глинистих ґрунтів при вмісті води 10..20 % до маси ґрунту,  $\psi$  - коефіцієнт кліматичний, для питомого опору ґрунту. Прийнято  $\psi = 1.3$  – при середній вологості ґрунту.

									Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	020Б-24.00.00.00.000 ПЗ				

$$\rho = 40 \cdot 1.3 = 52 \text{ Ом}$$

Прийнято стержневий заземлювач вертикальний з круглим перерізом стержнів. Схематично даний вид вертикального заземлювача представлено на рисунку 5.3.

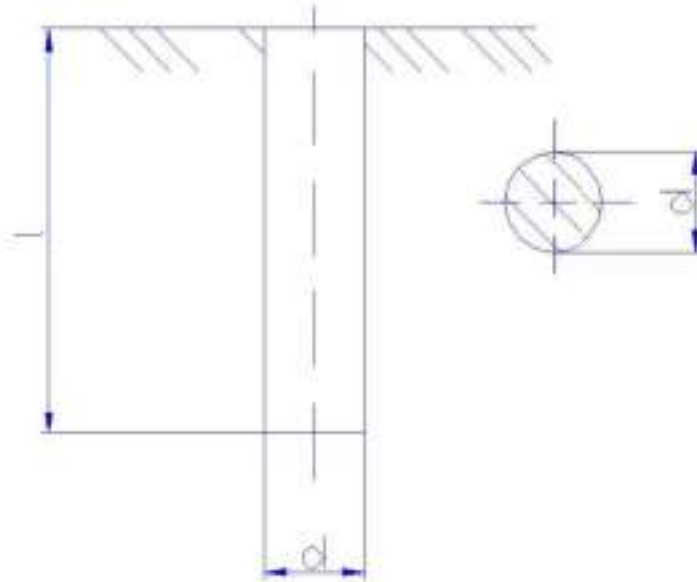


Рисунок 5.3 Схема вертикального заземлювача

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Похибки в положенні зафіксованого інструменту умовно можна поділити на три категорії: геометричні, теплові та похибки, спричинені силою різання..

2. Характеристики елементів затискного патрона впливають на можливості зменшення вібрацій під час обробки.

3. Розміри елементів затискного патрона, що утримує інструмент в значній мірі залежить від крутного моменту, що потрібно передати до різального інструменту та швидкості обертання.

4. Пошук і вибір схеми затискних патронів потрібно здійснювати з урахуванням конкретних умов здійснення обробки, що дозволить покращити умови використання потенційних можливостей верстата для підвищення ефективності обробки.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. VDI-Fachbereich Produktionstechnik und Fertigungsverfahren VDI 3106: Determination of permissible speed (rpm) of lathe chucks (jaw chucks). In VDI manual Production Technology and Manufacturing Methods—Volume 3: Production Equipment; VDI Gesellschaft Produktion und Logistik: Düsseldorf, Germany, 2004.
2. Anselmetti, B. Generation of functional tolerancing based on positioning features. *Comput. Des.* 2006, 38, 902–919.
3. Soriano, E.; Rubio, H.; Garcia-Prada, J.C. Analysis of the clamping mechanisms of collet chucks holders for turning. In *New Trends in Mechanism and Machine Science*; Springer: Dordrecht, The Netherlands, 2013; Vol 7, pp. 391–398.
4. Nyamekye, K.; Mudiam, S.S. A model for predicting the initial static gripping force in lathe chucks. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 1992, 7, 286–291.
5. Rahman, M., Tsutsumi, M. Effect of spindle speed on clamping force in turning. *J. Mater. Process. Technol.* 1993, 38, 407–415.
6. Ema, S.; Marui, E. Chucking Performance of a Wedge-Type Power Chuck. *Trans. ASME J. Eng. Ind.* 1994, 116, 70–77.
7. Rivin, E.I.; Agapiou, J.; Brecher, C.; Clewett, M.; Erickson, R.; Huston, F.; Kadowaki, Y.; Lenz, E.; Moriwaki, T.; Pitsker, A.; et al. Tooling Structure: Interface between Cutting Edge and Machine Tool. *CIRP Ann.* 2000, 49, 591–634.
8. Soriano, E.; Rubio, H.; Garcia-Prada, J.C. Models for Determining the Static Stiffness of Collet Sleeves. In *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications*; Springer: Dordrecht, The Netherlands, 2014; Volume 17, pp. 375–383.
9. Xu, C.; Zhang, J.; Wu, Z.; Yu, D.; Feng, P. Dynamic modeling and parameters identification of a spindle–holder taper joint. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 2013, 67, 1517–1525.
10. Xu, C.; Zhang, J.; Feng, P.; Yu, D.; Wu, Z. Characteristics of stiffness and contact stress distribution of a spindle–holder taper joint under clamping and centrifugal forces. *Int. J. Mach. Tools Manuf.* 2014, 82–83, 21–28.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

11. Liu, G.; Hong, J.; Wu, W.; Sun, Y. Investigation on the influence of interference fit on the static and dynamic characteristics of spindle system. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 2018, 99,.

12. Heras, E.S.; Rubio, H.; Bustos, A.; García Prada, J.C. Automatic Expanding Mandrel with Air Sensing Device: Design and Analysis. *Appl. Sci.* 2020, 10, 2551.

13. Mai, T.D.; Ryu, J. Effects of Leading-Edge Modification in Damaged Rotor Blades on Aerodynamic Characteristics of HighPressure Gas Turbine. *Mathematics* 2020, 8, 2191.

14. Liang, Z.; Cui, C.; Meng, K.; Xin, Y.; Pei, H.; Li, H. New Analytical Solutions for Longitudinal Vibration of a Floating Pile in ayered Soils with Radial Heterogeneity. *Mathematics* 2020, 8, 1294.

15. Fetecau, C.; Ellahi, R.; Sait, S.M. Mathematical Analysis of Maxwell Fluid Flow through a Porcus Plate Channel Induced by a Constantly Accelerating or Oscillating Wall. *Mathematics* 2021, 9, 90.

16. Rezvani, S.; Kim, C.-J.; Park, S.S.; Lee, J. Simultaneous Clamping and Cutting Force Measurements with Built-In Sensors. *Sensors* 2020, 20, 3736.

17. Santos, E.; Richter, H. Design and Analysis of Novel Actuation Mechanism with Controllable Stiffness. *Actuators* 2019, 8, 12.

18. Fadyushin, I.L.; Musykant, Y.A.; Messheryakov, A.I. Tooling for CNC machine tool. *Mashinostorenie Publ.* 1990.

19. Rotberg, J.; Lenz, E.; Levin, M. Drill and clamping interface in high-performance drilling. *Int. J. Adv. Manuf. Technol.* 1998, 14, 229–238.

20. X-tra Long Tool Holders, Elderfield & Hall: Knoxville, TN, USA, 1999.

21. V-Flange Holders, Fitz-Rite Products, Inc.: Troy, MI, USA, 2000.

22. Soriano, E.; Ramirez, M.B.; Rubio, H. Model for determining the clamping force in expanding mandrels for high-speed turning. *Int. Rev. Mech. Eng.* 2012, 6, 384–389.

23. Namazi, M.; Altintas, Y.; Abe, T.; Rajapakse, N. Modeling and identification of tool holder–spindle interface dynamics. *Int. J. Mach. Tools Manuf.*

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2007, 47, 1333–1341.

24. Xu, C.; Zhang, J.; Yu, D.; Wu, Z.; Feng, P. Dynamics prediction of spindle system using joint models of spindle tool holder and bearings. Proc. Inst. Mech. Eng. Part C J. Mech. Eng. Sci. 2015, 229, 3084–3095.

25. Criado, V.; Feito, N.; Cantero Guisández, J.L.; Díaz-Álvarez, J. A New Cutting Device Design to Study the Orthogonal Cutting of CFRP Laminates at Different Cutting Speeds. Materials (Basel) 2019, 12, 4074.

26. Moufki, A.; Devillez, A.; Dudzinski, D.; Molinari, A. Thermomechanical modelling of oblique cutting and experimental validation. Int. J. Mach. Tools Manuf. 2004, 44, 971–989.

27. Sutter, G.; Molinari, A. Analysis of the Cutting Force Components and Friction in High Speed Machining. J. Manuf. Sci. Eng. 2005, 127, 245–250.

					020Б-24.00.00.00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		