

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 «МАГІСТР»**

**ДОСЛІДЖЕННЯ ТА КОНСТРУЮВАННЯ
САМОНАЛАГОДЖУВАЛЬНОГО ПРИВОДУ
ЗАТИСКНОГО МЕХАНІЗМУ БАГАТОШПИН-
ДЕЛЬНОГО ТОКАРНОГО АВТОМАТА МОДЕЛІ 1Б265**

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМм-21

Хіміч Дмитро Вікторович

(підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Редько Ростислав Григорович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу

допущено до захисту

«__» _____ 20__ р.

Гарант освітньої програми:

к.т.н., доцент

Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2024 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії
Кафедра прикладної механіки та мехатроніки
Ступінь вищої освіти: магістр
Галузь знань: 13 Механічна інженерія
Спеціальність: 131 Прикладна механіка
Освітня програма: Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

_____ Р. Редько

“ _____ ” _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Хіміч Дмитро Вікторович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: *Дослідження та конструювання самоналагоджувального приводу затискного механізму багатошпindelного токарного автомата моделі 1Б265*

Керівник роботи: *Редько Ростислав Григорович, к.т.н., доцент*, затвержені наказом закладу вищої освіти від «30» грудня 2023 р. № 452/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи: 1.12.2024 р.

3. Вихідні дані до роботи: Конструкторсько-технологічна документація, відгуки підприємств про роботу обладнання, паспорти верстатів, покращення технологічних параметрів багатошпindelних токарних автоматів.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):

Анотація. Зміст. Вступ. 1. Аналітичний огляд. 2. Техніко-економічне обґрунтування кваліфікаційної роботи. 3. Конструкторська частина. 4. Технологічна частина. Висновки і пропозиції. Список використаних джерел. Додатки.

5. Перелік графічного (ілюстративного) матеріалу:

1. Багатошпиндельний токарний автомат – 1 ф. А1; 2. Схеми затискних механізмів – 1 ф. А1; 3. Самоналагоджувальний привод – 1 ф. А1; 4. Муфта затиснення патронів – 1 ф. А1; 5. Муфта підведення – 1 ф. А1; 6. Короткоходовий гідromеханічний привод – 1 ф. А1.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання

03.09.2024 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи магістра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Аналітичний огляд</i>	<i>15.09.24</i>	
2.	<i>Техніко-економічне обґрунтування кваліфікаційної роботи</i>	<i>05.10.24</i>	
3.	<i>Конструкторська частина</i>	<i>25.10.24</i>	
4.	<i>Технологічна частина</i>	<i>10.11.24</i>	
5.	<i>Оформлення ілюстративного матеріалу</i>	<i>20.11.24</i>	
6.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>25.11.24</i>	
7.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи магістра до захисту</i>	<i>01.12.24</i>	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис)

Хімич Д.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис)

Редько Р.Г.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Хіміч Д.В. Дослідження та конструювання самоналагоджувального приводу затискного механізму багатошпindelного токарного автомата моделі 1Б265. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОП «Прикладна механіка» спеціальності 131 Прикладна механіка. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2024.

Кваліфікаційна робота магістра складається із вступу, 4 розділів, висновків і пропозицій, списку використаних джерел і додатків.

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є багатошпindelний токарний автомат моделі 1Б265, як складна технічна система. Предмет дослідження – конструктивні елементи верстату, зокрема самоналагоджувальний привід затискного механізму. Метою роботи є оцінка стану розвитку способів затиску пруткових заготовок з відхиленнями їх розмірів та розробка конструкції приводу затискного механізму для її здійснення.

В кваліфікаційній роботі зроблено літературний огляд, в якому наведені загальні відомості про токарні автомати, призначення та основні характеристики базового верстата, а також зроблено аналітичний огляд приводів затиску токарних автоматів. В конструкторській частині роботи зроблені розрахунки конструкції самоналагоджувального приводу токарного автомата, виконані розрахунки основних характеристик муфти підводу. Запропоновано оригінальну конструкцію гідромеханічного приводу. Розроблено технологічний процес обробки кільця підшипника.

Ключові слова: технологічне обладнання, верстат, токарний автомат, заготовка, деталь, самоналагоджувальний привід, муфта.

ABSTRACT

Chemist D.V. Research and construction of the self-adjusting drive of the clamping mechanism of the multi-spindle automatic lathe model 1B265. Manuscript.

Master's qualification work of OP "Applied Mechanics" specialty 131 Applied Mechanics. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2024.

The master's thesis consists of an introduction, 4 chapters, conclusions and proposals, a list of used sources and appendices.

The object of the research of the qualification work is a multi-spindle automatic lathe model 1B265, as a complex technical system. The subject of the study is the structural elements of the machine, in particular the self-adjusting drive of the clamping mechanism. The purpose of the work is to assess the state of development of methods of clamping bar blanks with deviations in their dimensions and to develop the design of the drive of the clamping mechanism for its implementation.

In the qualification work, a literature review was made, which includes general information about automatic lathes, the purpose and main characteristics of the basic machine, as well as an analytical review of clamping drives of automatic lathes. In the design part of the work, the calculations of the design of the self-adjusting drive of the automatic lathe were made, and the calculations of the main characteristics of the feed coupling were performed. The original design of the hydromechanical drive is proposed. The technological process of processing the bearing ring has been developed.

Key words: technological equipment, machine tool, automatic lathe, workpiece, part, self-adjusting drive, coupling.

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД	10
1.1 Загальні відомості про токарні автомати	10
1.2 Призначення та основні характеристики базового верстата	11
1.3 Аналітичний огляд приводів затиску токарних автоматів і токарних напівавтоматів	13
1.4 Призначення і особливості механізму і привода затиску	20
1.5 Висновки	24
2 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ	25
2.1 Технічне обґрунтування	25
2.2 Визначення наукового та науково-технічного ефекту	25
3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	33
3.1. Основні вихідні параметри і показники якості приводу затиску	33
3.2 Самоналагоджувальні приводи затиску	35
3.3 Внутрішній опис підсистеми «ПЗ».....	40
3.3.1 Передатно-підсилювальний механізм	42
3.3.2 Пружна система механізму (ПСМ).....	45
3.4 Рухомий самогальмуючий упор	46
3.5 Розрахунок самоналагоджувального приводу затиску на етапі вибирання зазорів	49
3.6 Короткоходові гідромеханічні приводи	54
3.7 Недоліки існуючих механізмів муфт	56
3.8 Опис та розрахунок муфти підведення	57
4 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	61
4.1 Призначення, конструкція і технологічна характеристика	61
4.2 Аналіз технологічності конструкції деталі	62
4.3 Вибір і обґрунтування оптимального методу отримання заготовки...	64

4.4	Опис маршруту технологічного процесу для виготовлення деталі	64
4.5	Вибір і обґрунтування базових поверхонь	67
4.6	Визначення операційних припусків, міжопераційних розмірів і допусків на обробку	67
4.7	Розрахунок режимів різання і основного технологічного часу	73
	ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	78
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	79
	ДОДАТКИ.....	82

ВСТУП

Задачі, що ставлять перед сучасним машинобудуванням, можна розв'язувати тільки за ефективного використання технічно досконалого верстатного обладнання. Це повною мірою можна віднести до такої широко поширеної в багатьох галузях промисловості групи верстатів, як токарні багатошпиндельні пруткові автомати і патронні напівавтомати. Дослідженню та вдосконаленню цих верстатів сприяв ряд творчих рішень, таких як винайдення багатошпиндельних токарних верстатів паралельної дії, револьверних головок різної конструкції, револьверних верстатів, револьверних автоматів і багатошпиндельних токарних верстатів з поворотним шпиндельним блоком.

Конструкція та принцип роботи токарних багатошпиндельних автоматів постійно вдосконалювались і, пройшовши довготривалий шлях розвитку, було забезпечено цим верстатам наступні основні відмінні особливості:

1) достатньо високу продуктивність обробки; використання багатошпиндельних автоматів взамін універсальних токарних верстатів і одношпиндельних автоматів в умовах крупносерійного та масового виробництва призводить до значної економії виробничих площ, робочої сили і заробітної плати;

2) Достатньо високу точність обробки деталей, що дозволяє забезпечити стабільні мінімальні припуски для наступних чистових видів обробки, або безпосередньо отримати готові деталі з розмірами, що мають точні допуски;

3) широкі технологічні можливості, які дозволяють виготовляти деталі досить складної форми;

4) простоту в обслуговуванні.

В токарних багатошпиндельних автоматах останніх моделей була значно підвищена геометрична точність основних вузлів, жорсткість супортів та їх приводів, а також розширені їх технологічні можливості, що дозволяє виконувати на них фрезерування і поперечне свердління при зупиненому шпинделі, подачу пруткової заготовки в двох протилежних позиціях, різноманітні частоти обертання шпинделів в окремих позиціях обробки.

Найбільш слабкою ланкою в механізмі затиску верстата-автомата є привід затиску. Регулювання і стабілізація сили затиску забезпечує максимальне використання ресурсів затискного механізму для можливості підвищення продуктивності і точності обробки, а також економії енергії. Тому для вдосконалюваного БТА мод. 1Б265 є доцільним і *актуальним* завданням спроектувати самоналагоджувальний гідромеханічний привід затиску, який дозволить реалізувати і забезпечити вище перераховані показники.

Метою роботи є оцінка стану розвитку способів затиску пруткових заготовок з відхиленнями їх розмірів та розробка конструкції приводу затискного механізму для її здійснення.

Для досягнення мети потрібно вирішити такі основні задачі:

- провести модернізацію багатошпиндельного токарного автомата мод. 1Б265 з метою вдосконалення самоналагоджувального приводу затиску. Новий механізм затиску дозволить затискати гарячекатані прутки із допуском на діаметр 0,3–0,5 мм, внаслідок чого зменшиться собівартість отриманої продукції і збільшиться довговічність механізму затиску;
- розробити конструкцію гідромеханічного приводу затиску;
- спроектувати муфту для підведення рідини до гідромеханічного приводу затиску;
- спроектувати технологічний процес обробки на багатошпиндельному токарному автоматі 1Б265 деталь типу “кільце”.

Об'єктом дослідження кваліфікаційної роботи є багатошпиндельний токарний автомат моделі 1Б265, як складна технічна система.

Предмет дослідження – конструктивні елементи верстата, зокрема самоналагоджувальний привід затискного механізму.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД

1.1. Загальні відомості про токарні автомати

На багатьох вітчизняних підприємствах для обробки деталей типу втулок, кілець, валів застосовують токарні автомати, на яких усі операції, включаючи контроль розмірів деталей, виконуються автоматично, тобто без участі робітника. Роль оператора зводиться тільки до спостереження за процесом обробки. Номенклатура деталей, які можуть бути повністю або частково оброблені на автоматах і напівавтоматах, є досить великою, зокрема різної форми штуцери, золотники, клапани, корпуси вентилів, шківни, маховики, кільця, фланці тощо.

Токарні автомати і напівавтомати поділяються на типи залежно від універсальності, розташування і кількості шпинделів, виду обробки заготовки й способу обробки.

За універсальністю токарні автомати і напівавтомати поділяють на універсальні й спеціальні. Універсальні автомати і напівавтомати застосовують для обробки як однакових, так і різних за конструктивними параметрами деталей, для чого проводиться їх переналагодження заміною змінних кулачків, ріжучого й допоміжного інструменту. Спеціальні верстати використовують в умовах крупносерійного і масового виробництва, переважно при виготовленні одної типової деталі.

Токарні автомати щодо розташування шпинделів поділяються на горизонтальні й вертикальні. По числу шпинделів автомати й напівавтомати поділяють на одно і багатошпиндельні. Продуктивність їх вища, ніж продуктивність одношпиндельних автоматів.

За видом оброблюваної заготовки токарні автомати й напівавтомати поділяються на пруткові і патронні. На пруткових автоматах обробляються заготовки – пруткові або трубні, а на патронних – штучні заготовки, отримані литтям, ковкою, штампуванням і прокатуванням.

За способом обробки одношпindelні напівавтомати поділяються на фасонно-відрізні, поздовжнього точіння і токарно-револьверні.

За принципом обробки багатошпindelні автомати можуть бути паралельної й послідовної дії.

1.2. Призначення та основні характеристики базового верстата

Загальний вигляд базового багатошпindelного патронного токарного автомата мод. 1Б265 наведений на рис. 1.1.

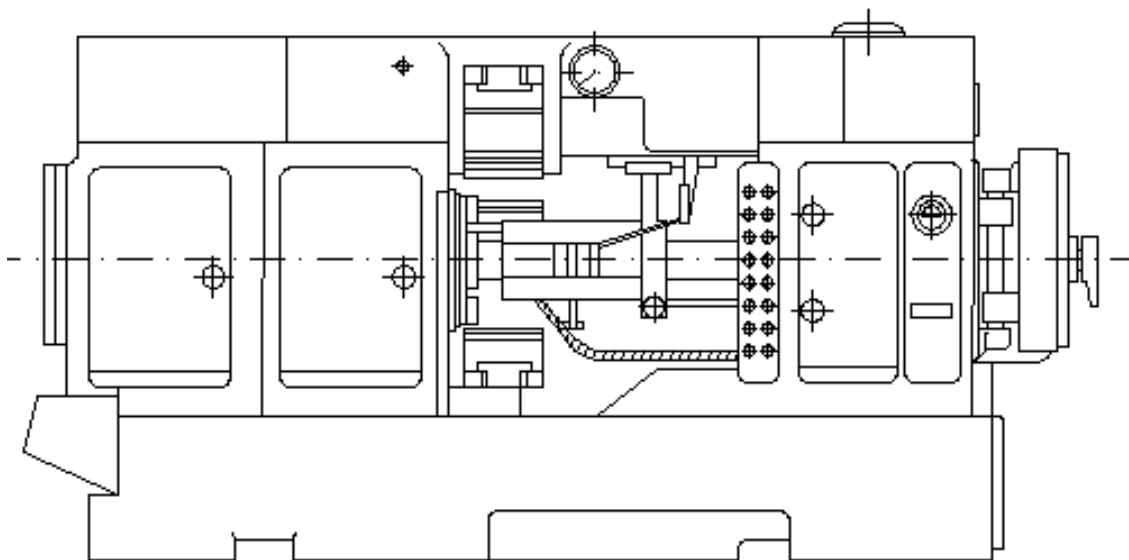


Рисунок 1.1 Багатошпindelний токарний автомат моделі 1Б265

Багатошпindelний токарний автомат призначений для здійснення обробки деталей в умовах масового і серійного виробництва.

На даному верстаті виготовляють деталі із штучних заготовок (поковок, відливок та ін.) з різних металів. На ньому можуть виконуватись різноманітні токарні операції: підрізання торців, точіння циліндричних поверхонь, сверління, розточування, розгорткування, нарізання різьби мітчиками, плашками і різцем, точіння конічних поверхонь, розточування канавок в отворах, фасонне точіння, сверління багатошпindelними головками.

Основні дані і технічні характеристики верстата

1. Найбільший діаметр патрона, мм

160

2. Найбільший діаметр виробу, який проходить над

поздовжнім супортом, мм	160
3. Кількість шпинделів	6
4. Найбільший сумарний хід поздовжнього супорта, мм	200
5. Найбільша довжина обробки в одній позиції, мм	150
6. Відстань від осі шпинделя до грані поздовжнього супорта, мм	80
7. Відстань між осями шпинделів по хорді, мм	200
8. Найбільша довжина виробу, що обробляється	175
9. Число поздовжніх супортів	1 на 6 поз.
10. Число поперечних супортів	5
11. Найбільший хід поперечних супортів, мм	
нижніх	80
верхніх	80
середнього	80
12. Границі подач мм/об супортів	
поздовжнього	0,01÷0,4
поперечного	0,01÷0,16
13. Кількість швидкостей шпинделя	27
14. Продуктивність шт/час	462-6
15. Частота обертання шпинделя, об/хв:	
в нормальному виконанні	78÷805
в швидкохідному виконанні	78÷1160
16. Тривалість холостого ходу, сек	3,06
17. При подвійній індексації, сек	4,86
18. Частота обертання розподільчого вала на холостому ходу, об/хв	11,4
19. Незалежна подача інструментальних державок	
поздовжнього супорта можлива в позиціях	III, IV, V, VI
20. Швидке сверління в позиціях	III, IV, V
21. Нарізання різьби в позиціях	III, IV, V
22. Потужність головного двигуна, кВт	30
23. Маса автомата, кг	14500

24. Габарити автомата, мм

довжина	3835
ширина	1910
висота	2170

1.3. Аналітичний огляд приводів затиску токарних автоматів і токарних напівавтоматів

Затискні пристрої токарних автоматів і токарно-револьверних верстатів складаються із приводу, передатного механізму, затискних елементів і вузлів керування.

Привід ЗП може працювати від безпосередньо привода верстата або від індивідуального електро-, гідро- чи пневмодвигуна. Інколи автоматично затиск заготовок здійснюється силами інерцій, магнітними силами постійних магнітів або електромагнітів тощо. Привід може здійснювати як затиск, так і розтиск заготовок, або тільки одну з цих функцій, тому іншу функцію виконує сила пружності пружин.

Передатний механізм від приводу до затискних елементів забезпечує перетворення руху й отримання необхідних сил і переміщень, в багатьох випадках за рахунок геометричного замикання, а в деяких випадках завдяки перемінності структури для отримання необхідних характеристик затиску.

Вузол керування ЗП із гідро- чи пневмоприводом дозволяє здійснювати автоматичне керування силою затиску в процесі обробки.

Розглянемо схеми й конструкції деяких типових ЗП. На рис. 1.2 наведено схему ЗП з гідроприводом, що застосовується на токарно-револьверному верстаті [5]. Сила S на трубі затиску 6 забезпечується рухом поршня 3 вліво, що впирається в гайку 1. Гідроциліндр 2 розміщений на задньому кінці шпинделя 5 і разом із поршнем обертається. Масло під тиском підводиться в циліндр 2 через маслорозподільчу втулку 4, що обертається.

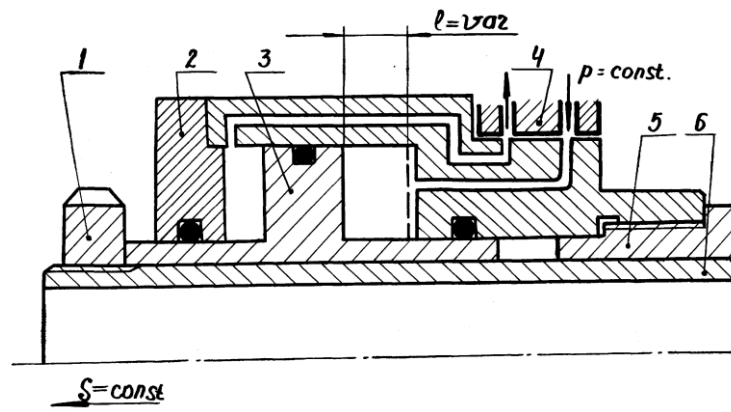


Рисунок 1.2 Гідропривід затискного пристрою

Цей ЗП призначений для затиску некаліброваних заготовок. Але в таких пристроях важко забезпечити надійне ущільнення спряжень при затиску заготовок великого діаметра. Ущільнення по більшому діаметру набагато легше створити для короточасних робіт, при яких сили тертя не будуть викликати великої кількості тепла. Тому при затиску некаліброваних прутків або труб великого діаметра часто створюють гідроприводи, в яких гідроциліндр працює тільки на розтиск, а затиск здійснюється пружинами.

Гідравлічні приводи ЗП можуть бути зі змінною структурою. На рис. 1.3 наведена схема гідравлічного приводу з двома насосами: 5 - низького тиску і високої продуктивності, 4 – високого тиску і низької продуктивності. На холостому ході масло поступає в циліндр 1 одночасно з двох насосів. Після замикання механізму тиск у системі підвищується і напірний золотник 6 відключає насос низького тиску. Потім вже буде працювати тільки насос високого тиску.

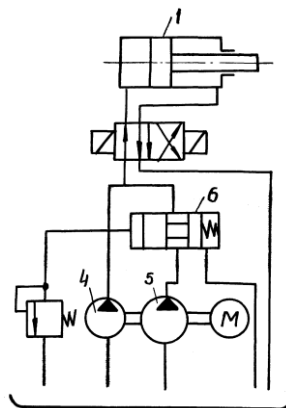


Рисунок 1.3 Схема гідроприводу змінної структури ЗП

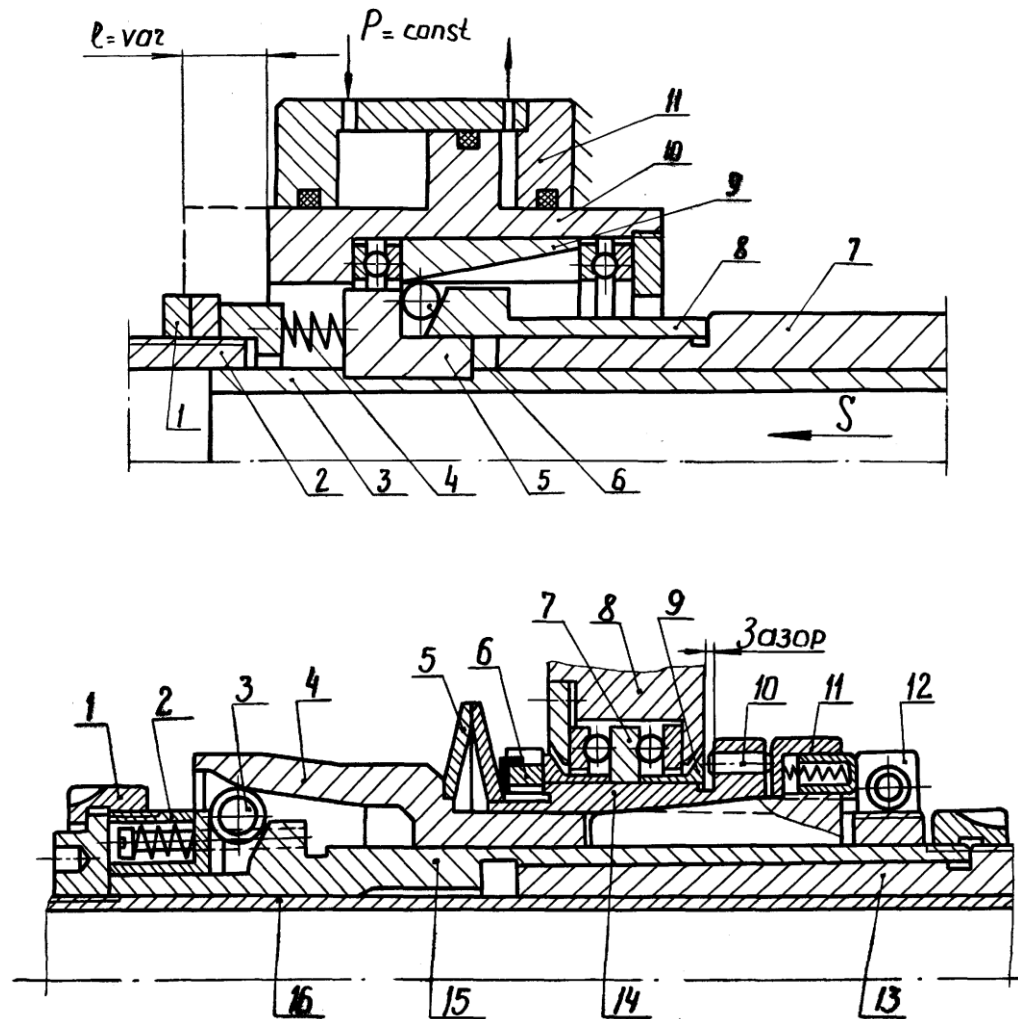
Схема одного із ЗП з гідроприводом і самозаклинюючим передатним механізмом, що запатентована у Швейцарії, наведена на рис. 1.4, а. Сила затиску й структура цього пристрою є постійними, а рух затискної муфти змінний. Схема працює наступним чином: при подачі тиску рідини в ліву порожнину нерухомого циліндра 11 поршень 10, що не обертається, разом із муфтою 9 переміщається вправо. У зв'язку із нахилом жолобів муфти 3, кульки 6 тиснуть на скоси втулки 8, а при тому, що остання зв'язана із шпинделем 1, то кулачок 5 разом із затяжною трубою 3, переміщуючись вліво, здійснює затиск заготовки.

При зміні напрямку підведення рідини, поршень 10 рухається у зворотному напрямку і здійснюється розтиснення заготовки, чому сприяє пружина 4, що спирається на нерухому втулку 2. Самозаклинюючий передатний механізм даного ЗП відключає привід після затиску заготовки, що є достатньою його перевагою.

ЗП із заклинюючими елементами (рис. 1.4, б) здійснює з досить високим ККД затиск заготовок у шпинделі такарно-револьверного або іншого верстата з допомогою гідроциліндра, що не рухається. Після закінчення затиску система привід-патрон переходить в статус самозаклинювання, завдяки чому виключається можливість зміщення затиснутої заготовки через можливу зміну тиску масла в гідросистемі.

На затискній муфті 4 розміщена рухома фіксуєча втулка 14 між пружною ланкою 5, що впирається у виступ затискної муфти, і нагвинченої на неї гайкою 12. Попередній натяг пружної ланки порівняний з величиною сили, що передається приводом затискній муфті. Упорний підшипник 7 з'єднує фіксуєчу втулку з повзуном 8, що переміщає привід гідроциліндром. В отворах бурта фіксуєчої втулки сидять рухомі пальці 10. Підпружинені клини 11 розміщені у вікнах затискної муфти і в пазах фіксуєчої втулки. Втулка 15 є нерухомою і закріплена на шпинделі 13. На втулці 15 вільно посаджене кільце 2, торцева поверхня притиснена пружинами до бочкоподібних роликів 3 і забезпечує їх постійний контакт із конічними поверхнями кільця втулки 15 і

затискної муфти. Гайка 1 нагвинчується на трубу 16, з'єднану із затискним патроном.



а)

б)

Рисунок 1.4 Затискні пристрої із заклинюючими елементами

Пристрій працює так. При зміщенні вліво повзуна 8 підшипник 7, впираючись у втулку 9, яка розташована ліворуч, притискає її до торця гайки 6 і через пружну ланку 5 йде переміщення затискної муфти 4 також вліво. Конічна поверхня затискної муфти притискає бочкоподібні ролики 3 у кільцевий проміжок між конічною поверхнею кільця, що впирається у втулку 15, і торцевою поверхнею кільця 2, внаслідок чого кільце 2, гайка 1 і труба 16 зміщуються вліво – при цьому здійснюється затиск заготовки. У зв'язку з цим підпружинені фіксуючі клини 11 знаходяться в контакті з поверхнями втулок 14 і 15.

Після перевищення зусилля попереднього натягу упорної ланки 5 фіксує втулка 14 зміщується вліво щодо затискної муфти і за досягнення необхідної сили затиску заготовки за допомогою реле тиску до мінімуму, що достатньо для підтримки зазору між торцями правої втулки 9 і кільцями 10. Відповідно під дією сили пружності ланки 5 здійснюється зміщення вправо фіксуючої втулки 14 і здійснюється її самогальмування. Кути нахилу спряжених клинових поверхонь пазів фіксуючої втулки 14, клинів 11, а також клинів 11 і відповідних пазів втулки 15, вибрано так, щоб було забезпечено надійне самогальмування.

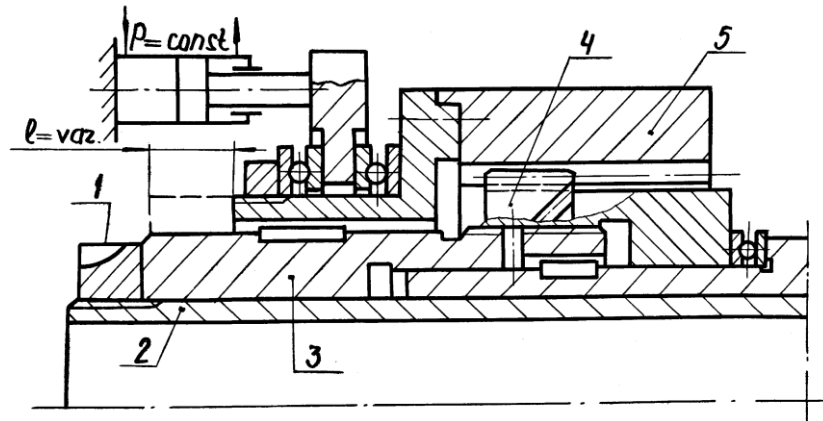
Досвід експлуатації такого пристрою показав, що при поєднанні клинів 11 із втулкою 15 по циліндричній поверхні самогальмуванні було не досить надійним.

При зміщенні повзуна 8 вправо підшипник 7 спочатку зміщує праву втулку 9 до упору в борт фіксуючої втулки 14, внаслідок чого пальці 10 витискають клини 11 і розгальмовують фіксуючу втулку 14, а тоді вже при подальшому русі повзуна 8 затискна муфта 4 зміщується вправо у початкове положення. Тому ЗП можна застосовувати для затиску заготовок з відхиленнями розміру до $1,5 \div 2,0$ мм, а при більших відхиленнях необхідна велика довжина ходу затискної муфти, яку важко здійснити.

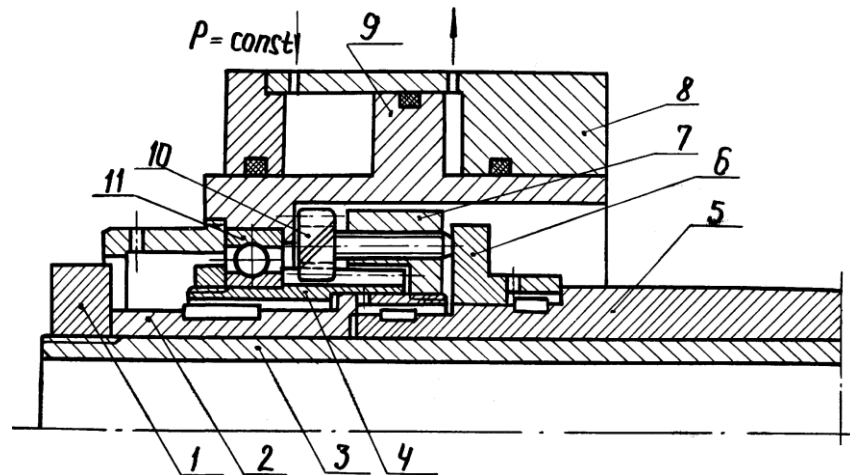
На рис. 1.5, а наведена схема ЗП з гідроприводом і самогальмуючим передатним механізмом [4]. Цей пристрій може забезпечувати постійність сили затиску і його структура протягом усього циклу обробки не змінюється. Хід затискної муфти є змінним. Після затиску заготовки привід відключається і здійснюється геометричне замикання системи за рахунок самогальмуючого передатного механізму. Схема працює таким чином.

Центральна шестерня 5 даного пристрою зі спіральними внутрішніми зубами, зміщаючись вправо, приводить в обертання другу центральну шестерню 4 із зовнішніми зубами (це багатозахідна гвинтова передача), що є гайкою. Приєднаний до неї гвинт 3 через гайку 1, зміщаючи затяжну трубу 2,

здійснює затиск заготовки. Розтиснення здійснюється за переміщення центральної шестерні 5 вліво.



а)



б)

Рисунок 1.5 Затискні пристрої з самогальмуючими елементами

Такі ЗП із гідроприводом і самогальмуючим чи самозаклинюючим передатним механізмом можуть бути використані на гідрофікованих верстатах, де хід затискної муфти змінний.

Схема ЗП із гідроприводом і самогальмівним передатним механізмом, що запатентований в США і Великобританії, наведена на рис. 1.5, б. Цей пристрій забезпечує затиск некаліброваних і каліброваних заготовок із значним відхиленням їх розмірів.

При підведенні мастила під тиском у ліву порожнину нерухомого гідроциліндра 8, поршень 9, що є нерухомим, і зв'язана з ним спіральна

шестерня 4 через кульковий підшипник 11 зміщаються вправо, внаслідок чого починають обертатись три малих периферійних шестерні 10, виконані заодно з гвинтами. Ці гвинти при обертанні відтискують затяжну трубу 3 через фланець 7, втулку 2 і гайку 1, внаслідок чого здійснюється затиск заготовки. Розтиснення деталі здійснюється завдяки руху поршня вліво.

На рис. 1.6 наведено ЗП з геометричним замиканням токарного багатошпиндельного автомата мод. 1А240. Привід пристрою кулачковий і прутки затискаються в цанговому патроні.

При переміщенні муфти 6 ліворуч довгі кінці важелів 5 відтискуються від осі шпинделя, деталі 1-4 та 8 переміщуються ліворуч і здійснюється затиск прутка. Вивільнення прутка здійснюється за переміщення затискної муфти 6 праворуч кулачками розподільчого валу.

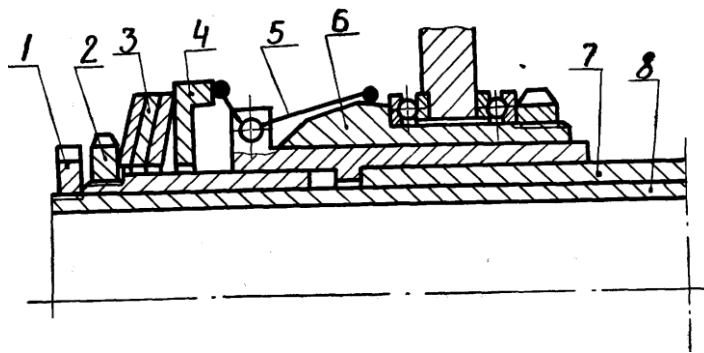


Рисунок 1.6. Затискний пристрій з геометричним замиканням

Це сприяє важелям 5 повертатися і під дією сил пружності попередньо деформованих пелюсток ЗЦ витісняються з корпусу шпинделя і разом із деталями 1-4 та 8 переміщуються праворуч.

Після завершення затиску муфта 6 розвантажується внаслідок осьових навантажень. Замикаюча поверхня затискної муфти містить невелику конусність, зворотну конусності робочої поверхні, що здійснює затиск, що призначена для запобігання самовільного вивільнення прутка внаслідок вібрації.

В замкнутому положенні затискного патрону певним положенням гайки 1 відносно труби 8 відповідає певне положення конусу цанги відносно конусу шпинделя, тобто відповідають різні відхилення розмірів затискних прутків. Регулювання сили затиску заготовок певного розміру здійснюється гайкою 1. При затиску прутка з меншим розміром, ніж розмір, на який відрегульований ЗП, з'єднання між затискною муфтою й кінцями важелів переходить на замикаючу поверхню до моменту, як пруток буде затиснений, і пруток залишається незатисненим. При затиску прутка більшого розміру виникає надмірна деформація деталей ЗП, а інколи і його поломка.

Для можливості розширення діапазону розмірів затискних прутків у ланцюг розглядуваного ЗП додано додаткову ланку – тарілчасті пружини 3, установлені з попереднім натягом.

1.4. Призначення і особливості механізму і приводу затиску

Основним призначенням ЗМ є забезпечення таких сил тертя між заготовкою і поверхнями елементів верстатної системи, щоб недопускати в процесі обробки їх відносне зміщення за дії зовнішніх і внутрішніх сил, наприклад, відцентрових, при забезпеченні потрібних параметрів точності розмірів, форми і якості поверхні оброблюваних на верстаті заготовок.

ЗМ взаємодіє із заготовкою та іншими вузлами верстата у двох станах: при затиску заготовки (режим 1) і при різанні (режим 2), безпосередньо впливаючи на точність і продуктивність обробки, а також параметричну і механічну надійність верстатної системи.

При затиску ЗМ виконує функції створення необхідних сили, жорсткості і стабільності затиску при забезпеченні необхідної високої надійності і точності обробки, що вважаються вихідними характеристиками ЗМ. При цьому ЗМ є динамічною системою, що піддається впливу множини випадкових факторів, а його вихідні параметри при цьому є випадковими функціями, що реалізуються на більшості процесів при затиску заготовок одного номінального діаметра [5].

При різанні затиснена заготовка разом з патроном і шпинделем верстата входить в технологічну систему, як частина несучої системи верстата. Вихідні характеристики ЗМ вважаються, при цьому, також випадковими функціями, які реалізуються на більшості станів технологічної системи, що утворюються процесом різання [5].

ЗМ, що є підсистемою верстата, загалом складається із наступних підсистем підпорядкованого ієрархічного рівня [9]: «джерело енергії», «привід-патрон», «патрон-деталь», кожна із яких повинна бути багатоланковою і складною.

Підсистема «джерело енергії» містить джерело і перетворювач енергії в рухомі сили (моменти): електродвигун і електрична мережа, пневмодвигун і мережа стиснутого повітря, насосна установка і гідродвигун та ін. Залежно від джерела енергії розрізняють такі ЗМ [9]: механічні, гідравлічні, вакуумні, електричні, електро-механічні, магнітні, електромагнітні і ін.

Підсистема «патрон-деталь» складається з ланки перетворюючих і проміжних елементів, через яку відбувається силове замикання від ПЗ до поверхні заготовки. Відповідно в місці спряження затискного елемента з поверхнею заготовки будуть виникати контактні деформації трьох видів [15]: пружні, пластичні і пружно-пластичні.

Підсистема «привід-патрон» містить ланцюг перетворюючих і проміжних елементів, через який відбувається силове замикання від джерела енергії до затискного патрона або затискної цанги. Енергія, що подається, витрачається на деформацію цих елементів, включаючи пружні пластичні деформації в контактах затискних елементів на поверхні заготовки, і роботу із зменшення сил тертя. Сукупність елементів підсистеми «привід-патрон», далі «привід затиску» (ПЗ), конструктивно розміщена на шпинделі верстата, являючись єдиною конструкцією з ним і визначаючи не тільки його компоновку і конструкцію, але також (завдяки силовій взаємодії) зусилля затиску і переміщення на патроні чи цанзі. Ця підсистема може бути виділена як самостійний предмет дослідження.

Не зважаючи на залежність від схеми роботи і конструктивних особливостей ПЗ структурно складається з таких елементів: ланки регулювання і передатно-підсилюючого механізму (ППМ), що призначений для одержання необхідних сил і переміщень, перенесення рушійної сили через пружні проміжні ланки на виконавчий механізм (патрон або цангу). ППМ часто забезпечує також геометричне замикання і змінність структури для отримання необхідних характеристик затиску.

Зважаючи на принцип забезпечення зусилля затиску ПЗ можна розділити на групи [5, 9] (рис.1.7):

- ПЗ із непружним силовим замиканням прямої дії, де зусилля затиску підтримується завдяки постійному з'єднанню з зовнішнім джерелом енергії без перетворення переміщень, джерелом енергії в таких приводах переважно є стиснута пружина, стиснута рідина або повітря, магнітне поле тощо. (рис. 1.7, а);

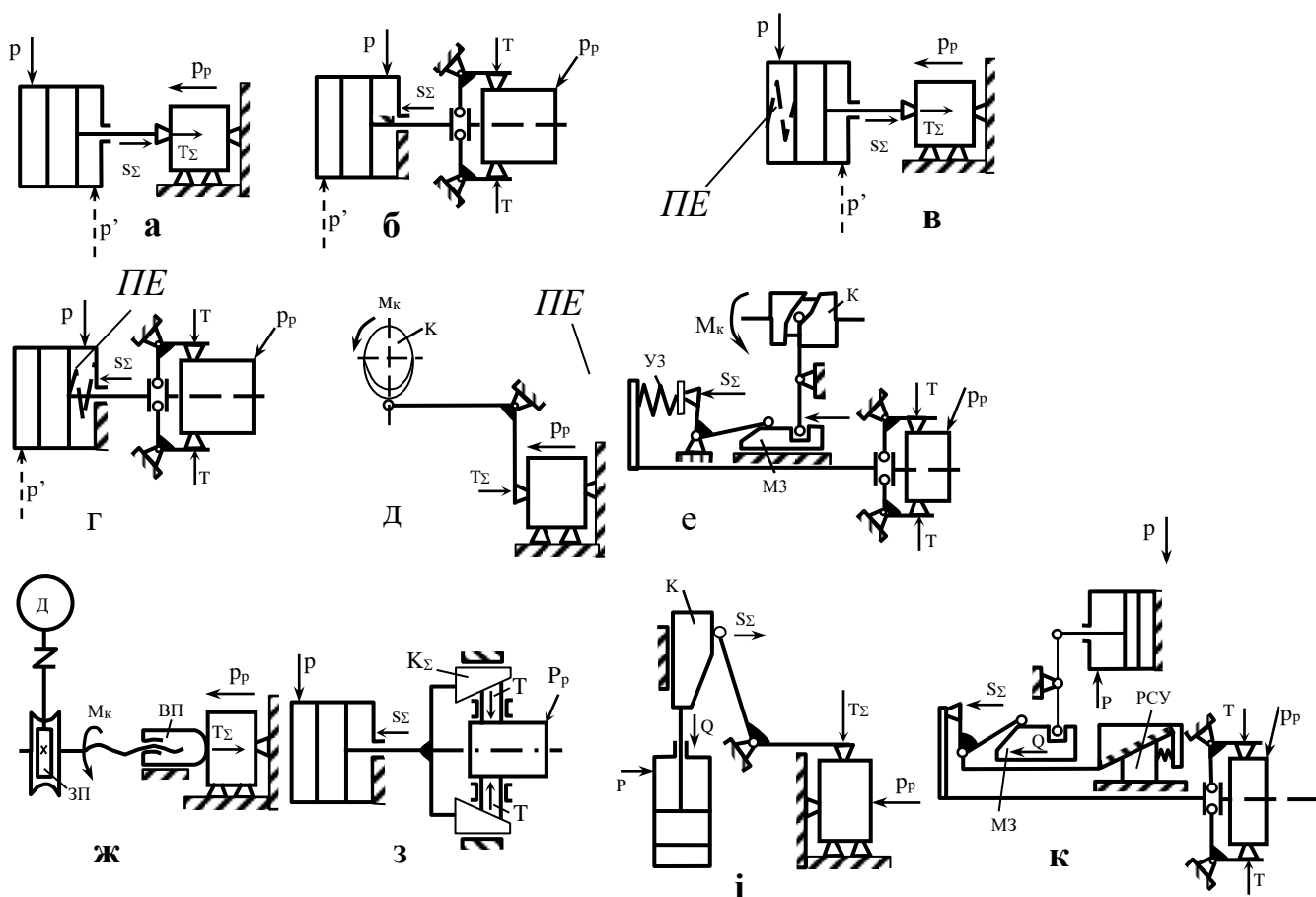


Рисунок 1.7 Схеми ЗМ: а, б – із силовим замиканням прямої та непрямої дії; в, г - із силовим замиканням прямої і непрямої дії і пружним елементом з геометричним замиканням; (ПЕ); д – із жорстким геометричним замиканням; е - із пружним геометричним замиканням; ж, з – із фрикційним замиканням (із самогальмуванням, відповідно в черв'ячній і клиновий передачах); і – комбінований із сило-геометричним замиканням з постійною структурою; к – комбінований змінної структури з рухомим самогальмуючим упором (PCY).

- ПЗ із непружним силовим замиканням непрямої дії, де зусилля затиску підтримується шляхом постійного з'єднання із зовнішнім джерелом енергії, з перетворення переміщень і проміжними ланками, джерело енергії подібне попередній (рис. 1.7, б);

- ПЗ з пружним силовим замиканням прямої дії, де зусилля затиску забезпечується потенційною енергією деформації пружних ланок, створюваної при розтиску (рис. 1.7, в);

- ПЗ із пружним силовим замиканням непрямої дії, де зусилля затиску забезпечується потенціальною енергією деформації пружних ланок, створюваної при розтиску (рис. 1.7, г);

- ПЗ із геометричним замиканням, де передатно-підсилюючий механізм підтримує деформований стан системи за рахунок специфічної геометрії своєї ведучої ланки, містить механізм із ведучими, нерухомою і ведомою ланками – сумарна деформація даних ланок рівна різниці між кінематично обумовленим і фактичним ходом останньої ведучої ланки, що замикається на нерухому ланку [9]; (рис. 1.7, д);

- ПЗ із геометричним замиканням, де передатно-підсилюючий механізм підтримує деформований стан системи шляхом специфічної геометрії своєї ведучої ланки, а сила затиску залежить від потенційної енергії, що отримана в початковий момент затиску від зовнішнього джерела і що зберігається надалі за рахунок створення замкнутої системи без підведення енергії ззовні (рис. 1.7, е);

- ПЗ із самогальмуванням (з фрикційним замиканням), де передатно-підсилюючий механізм містить самогальмуючу ланку з клинових, гвинтових, черв'ячних передач або фрикційних муфт (рис.1.7, ж, з);

- ПЗ комбіновані з постійною структурою, де можуть використовуватися одночасно різні види замикання: силові, геометричні і фрикційні (рис. 1.7, і);
- ПЗ комбіновані з перемінною структурою [10, 12,], що містять роздільні кінематичні ланцюги для зменшення зазорів у системі і для створення її деформації; перша забезпечує замикання використовуючи самогальмування, друга – за рахунок самогальмування або геометричного замикання (комбіновані ПЗ, рис. 1.7, к).

Групи ЗМ з геометричним та фрикційним замиканням є кращими з позиції енергетичних витрат (тому що мають закритий контур, відключений від джерела енергії) і забезпечення надійного затиску, однак вони конструктивно складніші.

1.5. Висновки

Проведений аналітичний огляд свідчить про доцільність і актуальність конструкторського пошуку і робіт з вдосконалення конструкції механізмів і приводів затиску багатошпindelних токарних автоматів, зокрема БТА мод. 1Б265.

Самою слабкою ланкою в механізмі затиску даного автомату є привід затиску. Шляхом регулювання і стабілізація сил затиску можна максимально використати ресурси затискного механізму для можливості підвищення продуктивності і точності обробки та економії енергії. Тому для вдосконалюваного БТА мод. 1Б265 є досить доцільним спроектувати самоналагоджувальний гідромеханічний привід затиску, який дозволить реалізувати і забезпечити вище перераховані показники.

РОЗДІЛ 2

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

2.1. Технічне обґрунтування

Для автоматизації виробництва потрібно підвищувати техніко-економічні показники і розширювати технологічні можливості верстатів-автоматів, покращувати характеристики їх основних механізмів і пристроїв керування.

Велике значення в підвищенні ефективності верстатів-автоматів відіграють затискні механізми (ЗМ), які надають значного впливу на точність, якість і продуктивність обробки деталей, тому що багато в чому визначають режими різання, скорочують припуски на наступні операції і кількість операцій, витрати допоміжного часу, дозволяють підвищити точність і вібростійкість верстата, а також точність встановлення деталей. Це зумовлює підвищення вимог щодо точності, жорсткості, широти діапазону, швидкодії, переналагоджуваності, багатофункціональності і довговічності ЗМ за збереження необхідної сили затиску і міцності, що можливе за використання самоналагоджуваних приводів затиску.

Саме тому дослідження СПрЗ для можливості їх удосконалення шляхом підвищення ефективності має на меті кваліфікаційна робота.

2.2. Визначення наукового та науково-технічного ефекту

Дана кваліфікаційна магістерська робота є роботою науково-дослідного характеру і спрямована на аналіз фундаментальних досліджень для можливості встановлення необхідності та доцільності, а також шляхів використання виявлених явищ і закономірностей в заданій галузі – зокрема для створення принципово нових виробів, матеріалів та технологій.

Результатом будь-яких науково-дослідних робіт є досягнення наукового, науково-технічного, економічного та соціального ефекту. Науковий ефект забезпечується отриманням нових знань і відображає збільшення інформації, призначеної для внутрішньо-наукового використання.

Науково-технічний ефект надає можливість використання результатів виконуваних досліджень в інших НДДКР і забезпечує отримання інформації для створення нової техніки.

Економічний ефект характеризується переведенням у вартісні показники економію праці в суспільному виробництві, отриманою за використання результатів НДДКР.

Соціальний ефект спостерігається в покращенні умов праці, підвищенні екологічних характеристик, розвитку науки, культури, освіти, охорони здоров'я тощо.

Оцінювання результативності НДДКР можна виконувати за двома методиками:

- визначенням коефіцієнтів наукової та науково-технічної результативності;

- визначенням методом бальних оцінок науково-технічного рівня.

Дані методики є подібними, але вони використовують різні фактори, що впливають на їх кількісну характеристику.

Оцінювання наукової та науково-технічної результативності для науково-дослідних робіт можна виконувати за допомогою таких коефіцієнтів:

$$K_{nr} = \sum_{i=1}^n K_{zn_i} \cdot K_{op_i}$$

$$K_{ntr} = \sum_{i=1}^m K_{zn_i} \cdot K_{op_i}$$

де: K_{nr} , K_{ntr} – коефіцієнти наукової та науково-технічної результативності;

K_{zn_i} – коефіцієнт значущості i -того фактору;

K_{op_i} – коефіцієнт досягнутого рівня i -того фактору;

m , n – кількість факторів, що стосуються наукової та науково-технічної результативності.

В таблиці 1 наведені фактори та ознаки, що стосуються наукової результативності, а в таблиці 2 наведені фактори та ознаки, що характеризують

науково-технічну результативність. Після вибору певних значень коефіцієнтів проведені наступні розрахунки:

$$K_{np} = 0,5 \cdot 0,7 + 0,35 \cdot 0,6 + 0,15 \cdot 0,6 = 0,569$$

$$K_{nnp} = 0,5 \cdot 0,8 + 0,3 \cdot 0,8 + 0,2 \cdot 0,8 = 0,8$$

Чим ближчі значення цих коефіцієнтів до 1, тим вищою є наукова і науково-технічна результативність науково-дослідної роботи.

Таблиця 2.1. – Характеристика факторів і ознак наукової результативності пошукових НДР

Фактор наукової результативності	Коефіцієнт значущості	Якість фактору	Характеристика фактору	Коефіцієнт досягнутого рівня	Мітка вибору
1	2	3	4	5	6
Новизна отриманих результатів	0,5	Висока	Отримані принципово нові результати, відкрита нова закономірність.	1,0	
		Середня	Встановлені деякі нові закономірності, методи, що дозволяють створювати нові види техніки.	0,7	X
		Недостатня	Аналіз зв'язків між факторами, розповсюдження відомих наукових принципів на нові об'єкти.	0,3	
		Три-віальна	Опис окремих елементарних фактів, передача і розповсюдження раніше отриманих результатів.	0,1	

Продовження таблиці 2.1.

1	2	3	4	5	6
Глибина наукової проробки	0,35	Висока	Виконані складні теоретичні розрахунки, результати перевірені на великій кількості експериментальних.	1,0	
		Середня	Складність теоретичних розрахунків невисока, результати перевірені на обмеженій кількості експериментальних даних.	0,6	
		Недостатня	Теоретичні розрахунки прості, експериментальна перевірка не проводилась.	0,1	
Ступінь ймовірності успіху	0,15	Велика	Велика ймовірність позитивного вирішення поставлених задач, успіх дуже можливий.	1,0	
		Помірна	Поставлені задачі теоретично та технічно здійснені.	0,6	X
		Мала	Теоретично здійснити можливо, але ідея ризикована, успіх дуже сумнівний.	0,2	

Таблиця 2.2. – Характеристика факторів і ознак наукової результативності пошукових НДР

Фактор наукової результативності	Коефіцієнт значимості	Якість фактору	Характеристика фактору	Коефіцієнт досягнутого рівня	Мітка вибору
1	2	3	4	5	6
Перспективність використання результатів	0,5	Дуже важлива	Результати можуть бути використані в багатьох наукових напрямках, мають значення для розвитку спряжених наук.	1,0	
		Важлива	Результати будуть використані в конкретному науковому напрямку при розробці нових технічних рішень.	0,8	X
		Корисна	Результати будуть використані при проведенні наступних НДР, при розробці нових технічних рішень в конкретній галузі народного господарства.	0,5	
Масштаб можливої реалізації результатів	0,3	Народно-господарчий	Час реалізації, років: до 3. до 5. до 10. понад 10.	1,0 0,8 0,6 0,4	X

Продовження таблиці 2.2.

1	2	3	4	5	6
		Галузевий	Час реалізації, років: до 3. до 5. до 10. понад 10.	0,8 0,7 0,5 0,3	X
		Окремі організації і підприємства	Час реалізації, років: до 3. до 5. до 10. понад 10.	0,4 0,3 0,2 0,1	
Завершеність отриманих результатів	0,2	Висока	Методика, інструкція, керівні матеріали, класифікатор, норматив.	1,0	
		Середня	Технічне завдання на прикладні НДР і ДКР.	0,8	X
		Достатня	Рекомендації, розвернутий аналіз, пропозиції.	0,5	
		Недостатня	Огляд, інформаційний збірник.	0,3	

За обмеженої кількості інформації наукову цінність, технічну значущість і ефективність робіт визначають методом бальних оцінок:

$$E_{нт} = \sum_{i=1}^3 K_i \cdot B_i,$$

де: K_i - ваговий коефіцієнт i -тої ознаки;

B_i - кількісна оцінка i -тої ознаки в балах.

В таблиці 3. наведемо фактори та бали для оцінки рівня НДР. Після відбору певних факторів визначимо науково-технічний ефект, що становить:

$$E_{нт} = 0,5 \cdot 4 + 0,3 \cdot 2 + 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 10 = 5,4.$$

Оцінку науково-технічного рівня проведемо за такою шкалою:

1-4 балів – це низький рівень;

5-7 балів – це середній рівень;

8-10 балів – це є відносно високий рівень;

11-14 балів – це високий рівень.

Провівши відповідні розрахунки робимо висновок, що кваліфікаційна робота повинна бути виконана на середньому науково-технічному рівні.

Таблиця 2.3. Оцінка науково-технічного рівня НДР

Фактор науково-технічної результативності	Ваговий коефіцієнт	Характеристика фактору	Бальна оцінка досягнутого рівня	Мітка вибору
1	2	3	4	5
Рівень новизни	0,5	Принципово нова. Нова. Відносно нова. Традиційна. Новизни немає.	8-10 5-7 2-4 1 0	X
Теоретичний рівень	0,3	Встановлення закону, розробка теорії. Глибока розробка проблеми, багатоаспектний аналіз. Розробка способу (алгоритм, програма, методика).	10 8 6	

Продовження таблиці 2.3.

1	2	3	4	5
		Елементарний аналіз зв'язків між факторами (наявність гіпотез, класифікатора, пояснення версій, практичні рекомендації). Опис окремих елементарних фактів.	2 0,5	X
Масштаби реалізації	0,2	Національна економіка. Галузь. Одне або декілька підприємств.	10 4 2	X
Час реалізації	0,2	Протягом перших кількох років. Від 5 до 10 років. Більше 10 років.	10 4 2	X

РОЗДІЛ 3

КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

3.1. Основні вихідні параметри і показники якості приводу затиску

При затиску-розтиску (стан 1) і різання (стан 2) до ЗМ ставлять ряд вимог, що впливають із загальних вимог до верстатів і технологічного процесу, що забезпечують точність і продуктивність обробки за необхідної якості продукції, що виготовляється [8].

Під час роботи ТА і ТНА до їх ЗМ ставлять такі основні вимоги [8]: висока міцність механізму і жорсткість системи Пр-П-Д, висока надійність затиску незалежно від відхилення розмірів заготовок і стабільність сили затиску, належна безпека, швидкодія, мінімальні витрати енергії (енергоекономічність), компактність конструкції, зручність монтажу на шпинделі (технологічність), зручність і простота при керуванні, широкодіапазонність, зручність при експлуатації.

Вищевказані вимоги впливають із вимог до ЗМ в цілому, що визначаються показниками належної якості верстата і вимогами технологічного процесу [5]. Продуктивність верстата, зумовлена інтенсивністю режимів різання, залежить від вихідних параметрів ЗМ, у тому числі і ПЗ.

Крім основних, до ЗМ ставлять і додаткові, або спеціальні вимоги: забезпечення швидкої змінюваності і переналагоджуваності, простоту і легкість регулювання, широкий діапазон, захищеність, ремонтпридатність, можливість автоматичного регулювання параметрів затиску, також дистанційне керування, безшумність, безпека роботи тощо.

Сумарна радіальна сила, жорсткість та точність затиску заготовки в патроні насамперед визначаються його конструкцією та технічними характеристиками. Дані характеристики визначають якість і продуктивність обробки заготовок на верстаті. Зважаючи на це ПЗ повинен забезпечити необхідне зусилля, що компенсує як статичні, так і динамічні навантаження, що з'являються у процесі обробки заготовок.

Однією з важливих вимог до якості ЗМ є вимога стабільності сили затиску. ПЗ створює необхідне зусилля і переміщення на вході патрона і прямо впливає тільки на стабільність цього зусилля [10].

Вдосконалення технологічних процесів, вмонтовування ЗМ в автоматизовані технологічні системи й в сучасні металорізальні верстати накладають на ЗМ жорсткі вимоги щодо надійності, в іншому випадку маємо простої верстата або технологічної лінії. Відмова ЗМ може привести до пошкодження інструменту або робочого органу верстата, до травмування обслуговуючого персоналу, тому потрібно ставити підвищені вимоги до надійності і безпеки роботи ЗМ, вводити додаткові запобіжні і блокуючі пристрої, що контролюють падіння сили затиску.

Тривалість операцій затиску значною мірою впливає на загальний баланс виконання технологічних операцій (особливо в технологічних системах з автоматичним циклом роботи). Тому робота операцій затиску повинна бути зведена до декількох секунд або й менше. За швидкодією конструкціям ЗМ перевагу необхідно віддати вакуумним, пневматичним і магнітним. Необхідно також створювати такі ЗМ зі змінною структурою, робочий хід затиску яких був би як найменшим і служив би для натягу системи, а при переході на інший розмір оброблювальної заготовки зазор вибирався би додатковими кінематичними ланцюгами з великою швидкістю [10].

Дуже важливою є вимога широкодіапазонності. Створення широкодіапазонних ЗМ дозволяє знизити витрати металу і витрати на інструмент при калібруванні прутка; підвищити продуктивність внаслідок скорочення витрат часу на заміну цанг; скоротити номенклатуру цангових патронів.

Усі наведені вище вимоги прямо або частково стосуються ПЗ як важливих і основних елементів ЗМ. Ці вимоги повинні бути враховані так чи не інакше, залежно від технічного завдання при проектуванні ПЗ і ЗМ в цілому. У таблиці 3.1 наведені основні проектні характеристики (вихідні параметри) ПЗ.

Таблиця 3.1. – Основні проектні характеристики приводу затиску

Показник	Позначення
1	2
Кінематичні і розмірні	
<i>Передавальне відношення приводу</i>	$U_{ПР}$
Мінімальний осьовий хід у приводі, мм: муфти замикання тяги (труби затиску)	X_M X_T
Робочий діапазон діаметрів заготовок, що затискаються, у конкретній моделі верстата	ΔD
Силові й енергетичні характеристики	
Осьова сила на один затискний елемент, Н	S
Сумарна радіальна сила затиску, Н	S_{Σ}
Осьова сила, прикладена до муфти геометричного замикання, Н	Q
Крутний момент на виході, Н м	$M_{КР}$
Окружна сила на виході, Н	$P_{ОКР}$
<i>Тиск робочого середовища (олії, повітря), МПа</i>	P
Коефіцієнт підсилення:	
патрона	$k_{П}$
привода	$k_{ПР}$
механізму	$k_{М}$
Потужність затиску, квт	N_3
Коефіцієнт корисної дії:	
патрона	$\eta_{П}$
привода	$\eta_{ПР}$
механізму	$\eta_{М}$
Характеристики жорсткості	
Жорсткість:	
пружної системи механізму, Н/мм	C_U
привода без пружної ланки, Н/мм	$C_{ПР}$
пружної ланки, Н/мм	$C_{УЗ}$

3.2. Самоналагоджувальні приводи затиску

Самоналагоджувальні приводи затиску (СПрЗ) використовують для стабілізації осьової сили при закріпленні каліброваних і гарячекатаних прутків. Завдяки їх використанню підвищується точність і продуктивність обробки.

Наявність ланки самоналагодження дозволить виключити в приводі пружну ланку, що компенсує допуски розмірів заготовок, що затискаються, внаслідок чого підвищується жорсткість і підвищується швидкодія затискних механізмів при зменшенні габаритних розмірів [10].

СПрЗ протягом циклу роботи можуть змінювати свою структуру. Структура змінюється завдяки наявності рухомого самогальмуючого упору, рухомі елементи якого під час виборки зазору між губками патрону і заготовкою разом із затискною муфтою і затяжною трубою виконують вільне переміщення, а при контакті губок патрону із заготовкою рухомі елементи РСУ зупиняються і фіксуються, у той час як затискна муфта з іншими рухомими елементами продовжує переміщатися до повного замикання системи. Функція додаткових елементів – вибирати зазори в системі «привід – патрон», забезпечуючи по додатковому кінематичному ланцюгу холостий хід рухомих елементів зазначеної системи, а по основній – її натяг [10].

СПрЗ можуть бувають з однорядним і багаторядним самоналагодженням.

На рис. 3.1, а наведена конструктивна схема однорядного СПрЗ. Цей привід складається з регулювальної гайки 1, клину 2, підпружиненого пружиною 3, пружної ланки 4, важеля 5, муфти 6, стакана 7 і затискної цанги 8 (затискну трубу не наведено). СПрЗ призначений для автоматичного вибору зазору Δ між заготовкою (прутковим матеріалом) і губками затискної цанги в розтисненому стані і натязі пружної системи ЗМ до необхідної постійної сили затиску T після виборки зазору в період геометричного замикання. Заготовка подається в отвір пелюсток затискної цанги 8, потім повзуном затиску переміщують муфту 6 зі стаканом 7 уліво на розмір X_T , звільняючи підпружинені клини 2, чим і забезпечують попередній затиск пелюсток затискної цанги до контакту із заготовкою, вибираючи зазор Δ . Переміщуючи далі муфту 6, ділянкою H_3 виконують натяг з осьовою силою S , забезпечуючи затиск заготовки до необхідної сили T .

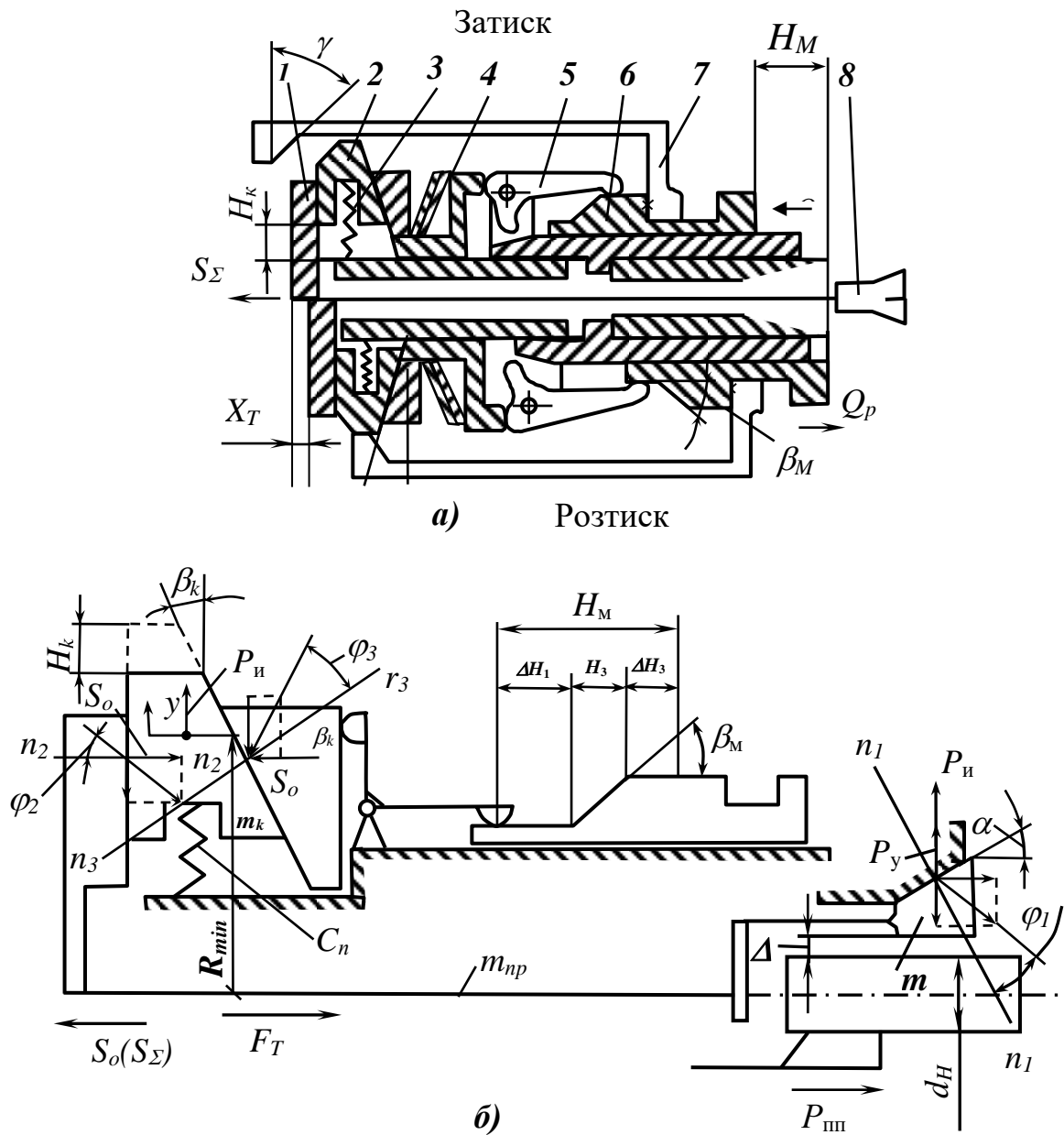


Рисунок 3.1 Конструктивна (а) і розрахункова статична (б) схеми однорядного самоналагоджувального привода затиску із геометричним замиканням

СПрЗ є динамічною системою, особливість якої полягає в (рис. 3.1, б):

- безпосередній взаємодії з підсистемою «патрон – деталь», що в загальному характеризується непостійними параметрами (маса і довжина заготовки, змінні між циклами обробки й в одному циклі параметри збурювань і ін.);
- наявність пружної ланки (ПЛН), які можуть бути з нелінійною характеристикою.

Основними параметрами ланки самоналагодження СПрЗ (рис. 3.1, а, б), що виконана як радіально розміщені клинові пари 2, піджаті пружинами 3, є: кут β_k і маса клину m_k , кількість клинів в одному ряді z_k , максимальна сила стиску $P_{n \max}$ пружини, кут скосу γ на клині для втоплення його при розтиску, максимальний хід H_k .

Впровадження СПрЗ стабілізує силу затиску, а введення у привод ланки самоналагодження дозволяє виключити в приводі пружну ланку, що дозволяє компенсувати розкид розмірів заготовок, що затискаються [8].

Осьовий хід тяги затиску збільшують за рахунок декількох паралельних рядів ланок самоналагодження, як це зроблено в дворядному приводі затиску багатошпindelного токарного автомата мод. 1Б265-6К [9]. У дворядному СПрЗ (рис. 3.2, а) впроваджено 2 рівнобіжних ланки самоналагодження у вигляді трьох дисків 2, у радіальних пазах яких встановлені рухомі клини 3 по 6 штук у ряді, які підпружинені пружиною 4.

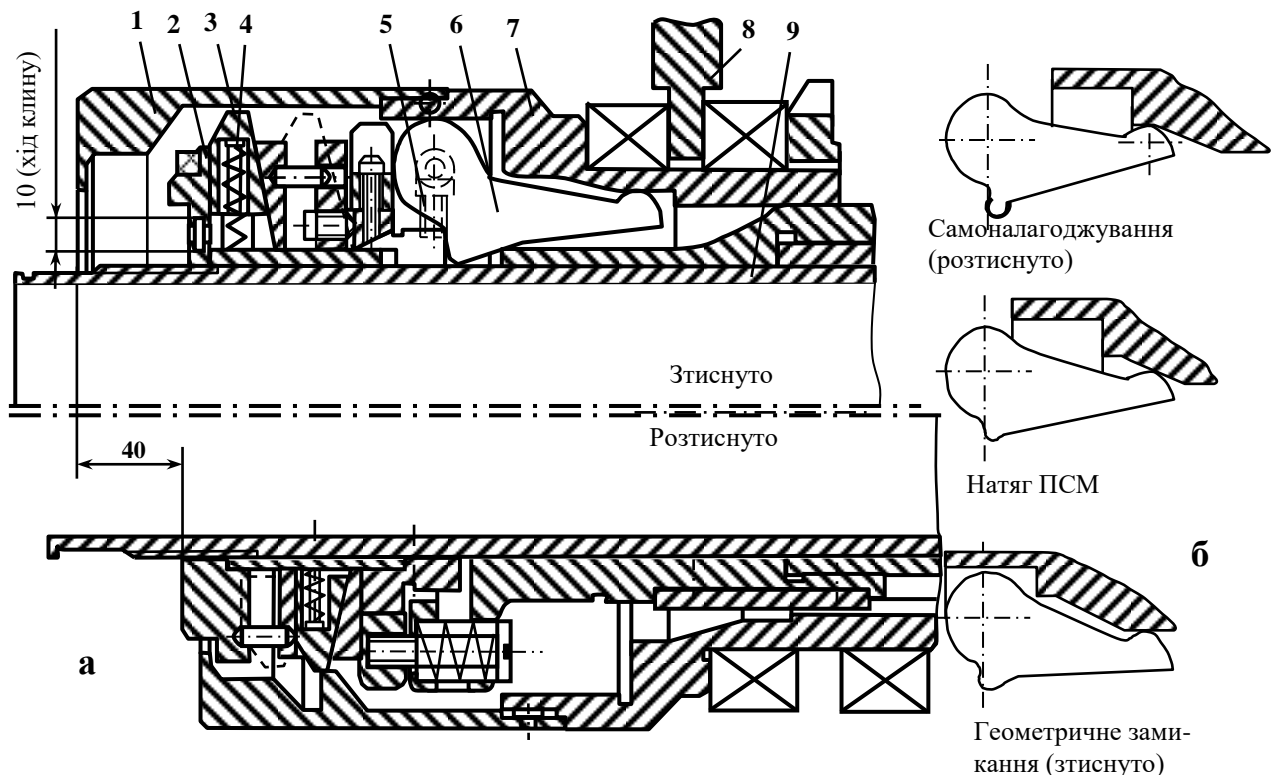


Рисунок 3.2 Дворядний СПрЗ для багатошпindelного токарного автомата мод. 1Б265-6К

При переміщенні вилки затиску 8 і муфти 7 у положення «затиснуто» довгі плечі важилів 6 розходяться, зменшуючи натяг пружної системи механізму (ПСМ). При цьому стакан 1, жорстко поєднаний з муфтою 7, переміщується також вправо і своїми скосами втоплює клини 3 всередину дисків 2, стискаючи пружини 4. Труба затиску 9 разом із затискнутою цангою зміщується вправо, звільняючи прутки. Після подачі прутка вилка затиску 8, муфта 7 і стакан 1 зміщуються вліво, послідовно забезпечуючи самоналагодження, натяг ПСМ і геометричне замикання (рис. 3.2, б).

Рекомендують використовувати в разі з широкодіапазонними патронами багаторядні СПрЗ із ланками самоналагодження як поступальної, так і зворотної дії. При цьому при багатоваріантному самоналагодженні можна забезпечити оптимально необхідний хід затискнутої тяги, замінюючи багаторядним СПрЗ неекономічний довгохідний привід із силовим (гідравлічним або пневматичним) замиканням. Там же [10] надані рекомендації для виключення впливу відцентрових сил застосовувати кінематично поєднані між собою (наприклад, за допомогою важільних передач) ланки самоналагодження.

Залежно від кількості рядів ланок самоналагодження осьовий хід гайки 1 і труби затиску (рис. 3.1, а) визначається за формулою:

$$x_{T0} = n' H_K \operatorname{tg} \beta_K,$$

де n' – кількість паралельних рядів самоналагодження.

Натяг в системі ЗМ із геометричним замиканням (рис. 3.1, б) визначається [10] кутом β_M підйому муфти і передатним відношенням u_P важільної передачі:

$$x_{T.H.} = n' H_3 \operatorname{tg} \beta_K u_P,$$

де H_3 , β_M - довжина і кут підйому фасонної ділянки муфти затиску.

Загальне переміщення труби затиску $x_T = x_{T.H.} + x_{T0}$ забезпечує максимальний радіальний хід затиску елементів патрона на величину [10]:

$$y = x_T u_P = x_T \operatorname{tg} \alpha,$$

де: u_P - передатне відношення патрона;

α – половина кута конуса затискної цанги.

Зважаючи, що натяг $x_{T.H.}$ ПСМ є постійним при самоналагодженні в приводі, тому діапазон Δd діаметрів заготовок, що затискаються, визначається величиною x_{T0} :

$$\Delta d = 2x_{T0}u_{II} = 2n'H_K \operatorname{tg}\beta_K \operatorname{tg}\alpha.$$

Коефіцієнт підсилення цангового патрону не є постійним і залежить від відхилення діаметру заготовки [7], тому стабілізацію зусилля затиску можна досягти автоматичним регулюванням положення гайки на трубі затиску в момент подачі прутка або автоматичним регулюванням твердості ПСМ.

Перспективним на сьогодні є впровадження короткоходових гідромеханічних приводів (ГМП) затиску з можливістю самоналагодження, що дозволить одержати значну економію енергії. У роботі [10] рекомендується застосовувати ГМП затиску з незначними доробками на багатошпindelних токарних напівавтоматах разом з цанговими або кулачковими самоналагоджувальними і широкодіапазонними затискними патронами, що дозволить значно підвищити надійність затиску і знизить витрати електроенергії за мінімальних витоків масла. При використанні клинових і кулачкових патронів, що мають великий хід у приводі, доцільно в короткоходові гвинти із силовим замиканням ввести ланки самоналагодження, аналогічно тому, як це робиться в СПрЗ із геометричним замиканням.

3.3. Внутрішній опис підсистеми «ПЗ»

Пристрій затиску характеризується своєю внутрішньою елементною структурою. Елементна структура ПЗ наведена на рис. 3.3. При синтезі й аналізі ПЗ він повинен розглядатися як автономна система із збереженням усіх зв'язків системи «ЗМ».

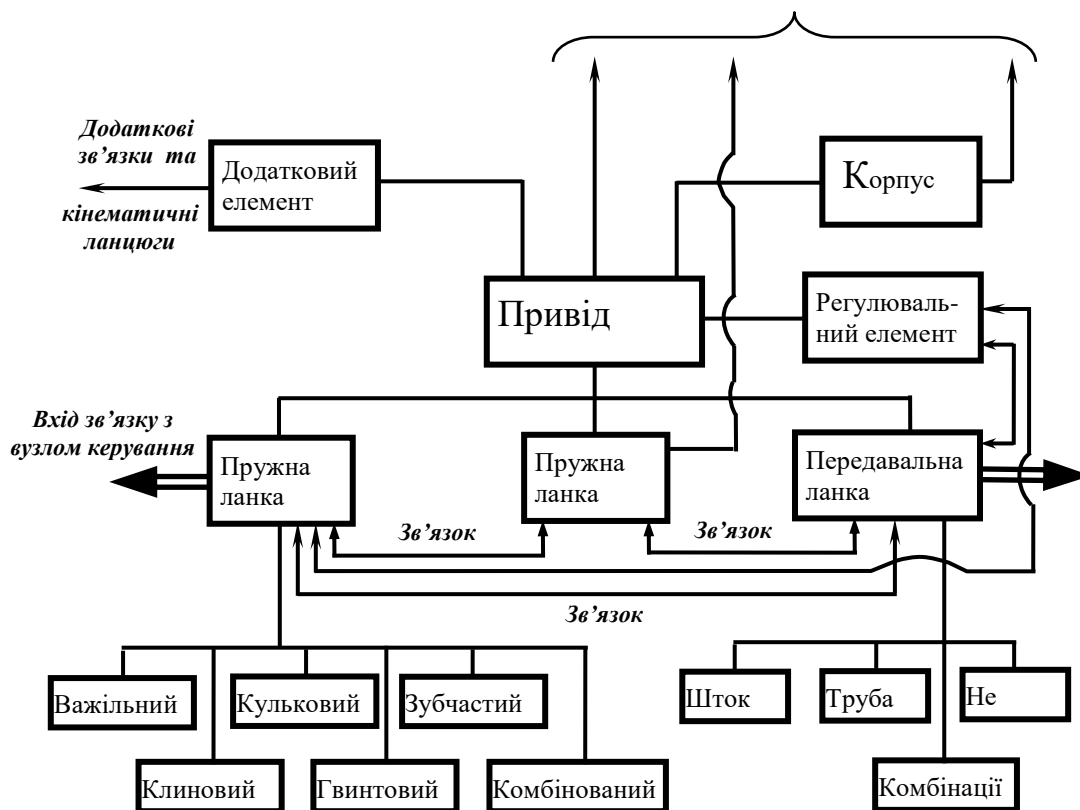


Рисунок 3.3 Елементна структура ПЗ

ППМ є ланкою підсилення підсистеми «привід-патрон» і здійснює функції ведучої ланки в системі замикання і забезпечує стійке положення цієї системи у замкнутому стані. За принципом передачі руху і сил ППМ може бути [7]: з розклинюючими елементами (кульками або роликами); із шарнірними багатоланками; із двохплечними важелями; з передатними ланками змішаного типу.

Система передавальних ланок, що конструктивно забезпечує силове замикання (труба затиску, гільза й ін.), може мати, також, пружні ланки (компенсатори) з різними характеристиками жорсткості, в тому числі, нелінійними.

Регулювальний елемент використовується для можливості встановлення і фіксування необхідної довжини ходу регульованої ланки механізму залежно від фактичного розміру заготовки. Найбільш часто в якості ланки регулювання

використовують гайку, що встановлюють на одній з деталей ПЗ, наприклад, на трубі затиску.

3.3.1. Передатно-підсилювальний механізм.

Найбільшого поширення в ЗМ отримали ППМ двох типів:

- важільні з двохплечевими важелями;
- з розклинюючими елементами (кулькові і роликові).

Важільні механізми найбільше поширені в ПЗ. Формули для розрахунку передачі сил у цих механізмах будуються на умовах рівноваги важеля. Розрахунок важільного механізму можна знайти в довідковій [12] та іншій технічній літературі. Характерні припущення при розрахунках: важіль абсолютно жорсткий, рівність коефіцієнтів тертя у всіх контактах важеля. ЗМ із розклинюючими елементами були досліджені ще Г.А. Шаумяном у 1935 р. Донедавна формули для визначення передачі сил ґрунтувалися в основному на гіпотезі про переміщення кульок без кочення за рівних коефіцієнтах тертя у всіх трьох його контактах із сполученими деталями (рис. 3.4).

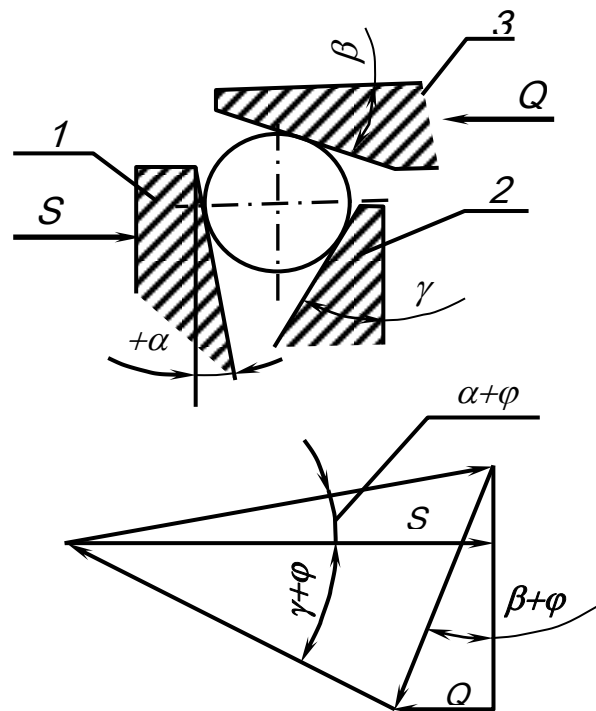


Рисунок 3.4 Кульковий ППМ і схема сил [7]: 1 – сепаратор; 2 – конічне кільце; 3 – муфта (ведуча ланка)

Експериментальні дослідження ППМ роликів типу у статиці були проведені Б.Д. Модліним і характеризуються значно великим розкидом результатів. Проте завдяки очевидним технологічним перевагам дані механізми застосовуються в ЗМ [7]: багатошпindelних токарних верстатах-автоматах.

Фундаментальні дослідження ППМ важільного типу, а також ППМ з розклинюючими елементами проведені в дослідженнях В.С. Каганова [8].

При розробці розрахункової схеми важільного ППМ були прийняті такі конструктивні параметри важеля (рис. 3.5):

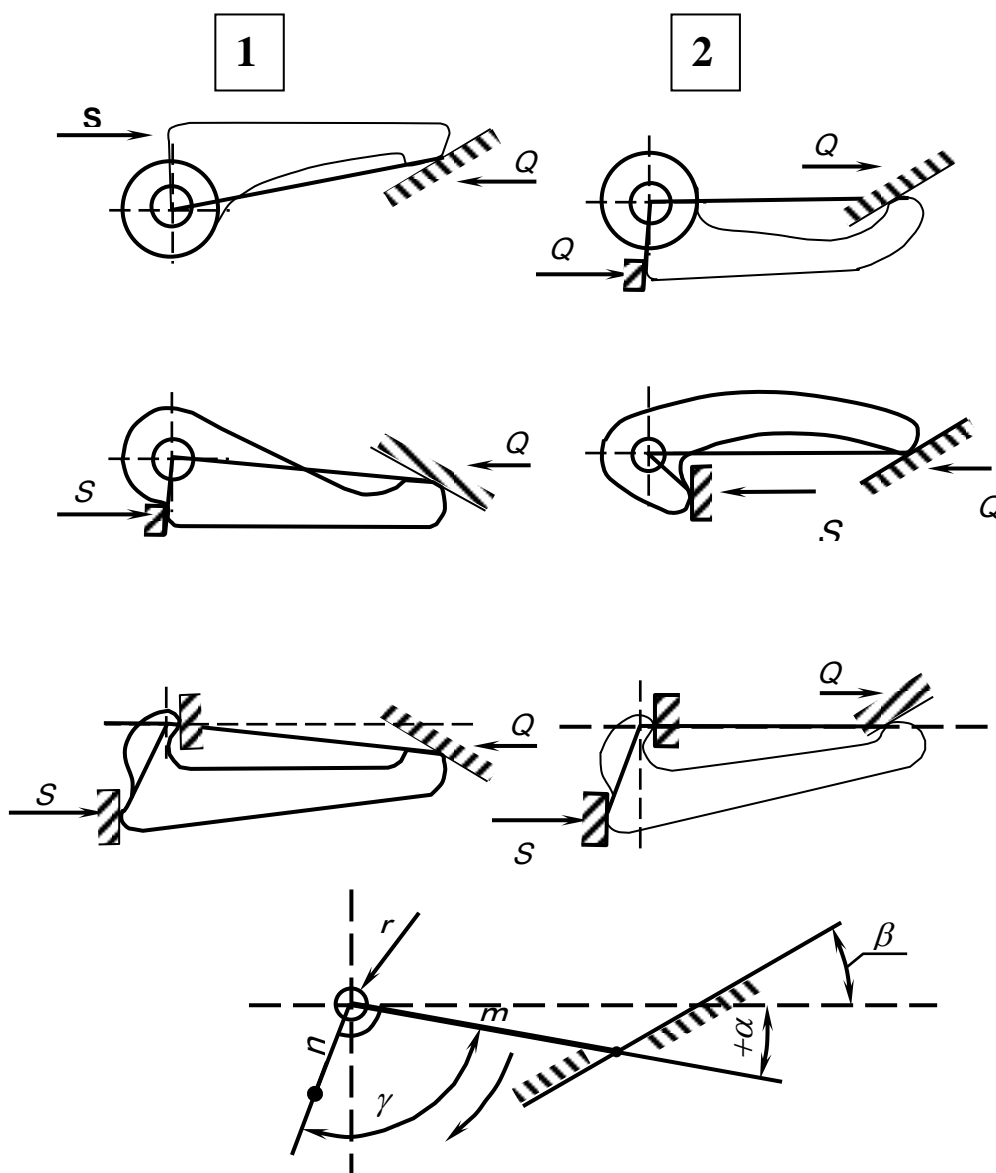


Рисунок 3.5 Конструктивні різновиди важільних ППМ, приведені до двох варіантів розрахункових схем [6]

m і n – ефективні довжини відповідно великого і малого плеч важеля; α – кут, утворений плечем m і віссю механізму; β – кут між віссю механізму і дотичною до профілю муфти в точці дотику з кінцем плеча m . Автором [7] було показано, що усі варіанти конструкцій важільних ППМ зводяться до двох різновидів розрахункових схем (рис. 3.5):

- 1) із зусиллями Q і S , спрямованими назустріч один одному;
- 2) із зусиллями Q і S , спрямованими в одну сторону.

У кульковому ППМ напрямок повороту кульки визначається фактором, що викликає його рух [7]: впливом зусилля Q з боку деталі 3 і дією сили тертя в контакті D (рис. 3.6, *a*).

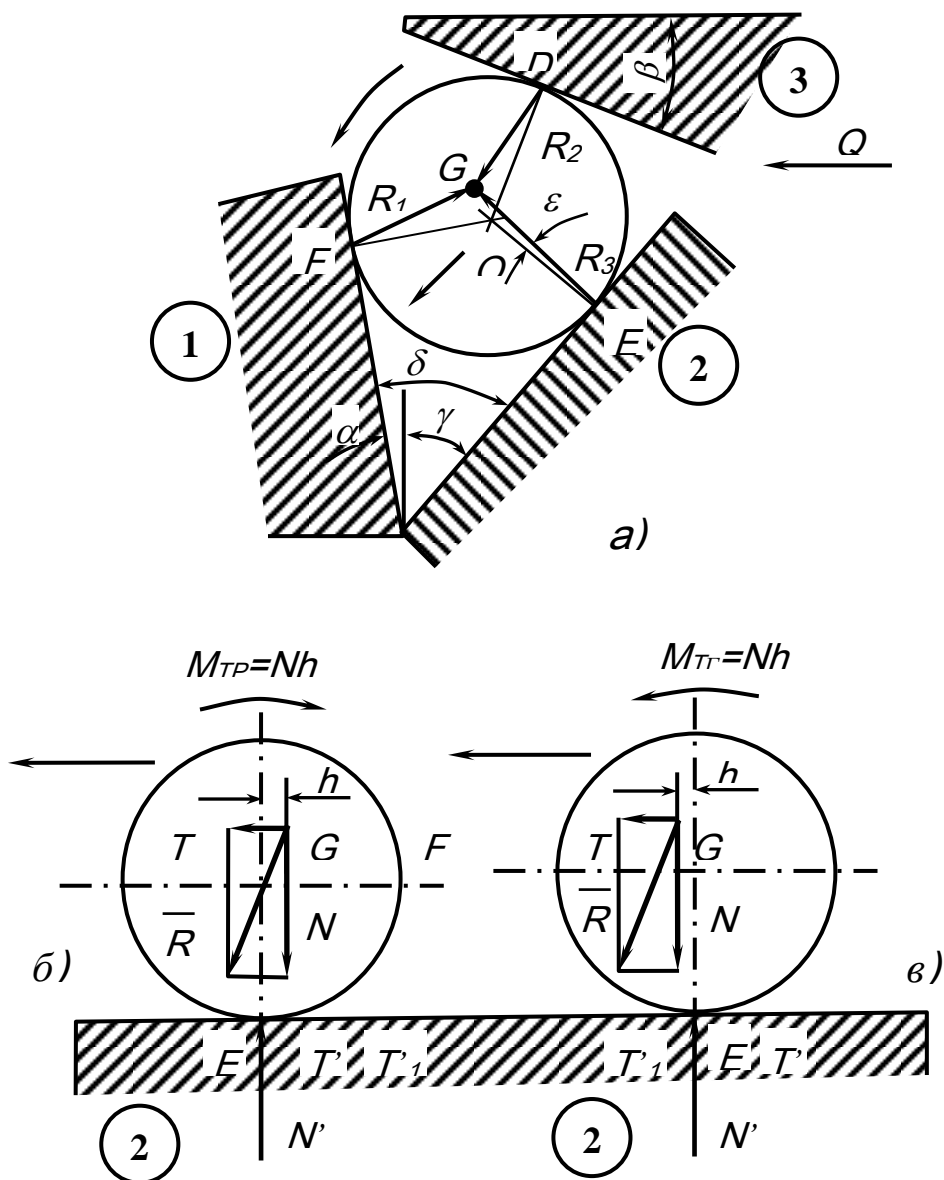


Рисунок 3.6 Схема сил, що діють на кульку [6]: *a* – зумовлена геометричними параметрами; *b* і *c* – при невільному коченні по деталі 2 з гальмовим M_{mp} і тяговим M_{mz} моментами

У цьому випадку система розглядається як автономна (з геометричними зв'язками), тобто є обґрунтованим допущення про те, що кочення кульки по одній з деталей (2 або 3) відбувається без ковзання. При цьому, до замикання механізму:

- по кінчному кільцю (деталь 2) – здійснюється невільне кочення кульки;
- по внутрішній конічній поверхні муфти (деталь 3) – має складний характер кочення з юзом (вектор швидкості відносного ковзання точки контакту кульки з поверхнею муфти 3, протилежний вектору швидкості центра кульки).

При замиканні центр кульки знаходиться в спокої, момент сил тертя, викликаний рухом деталі 3, врівноважується моментами сил тертя в двох інших контактах, і обертання кульки не відбувається.

Показано [8], що доцільно, при невивченості і труднощах обліку факторів тертя, використовувати недетерміновану аналітичну модель кулькового ППМ, а лінійну по параметрам регресійну модель типу алгебраїчного поліному.

У роботі [7] було отримано емпіричні залежності для коефіцієнта тертя і коефіцієнта корисної дії кулькового механізму залежно від його параметрів, обґрунтовані і запропоновані методики розрахунку деталей ППМ на міцність і витривалість.

Усе вищесказане відноситься не тільки до кулькових, але і до роликів механізмів, тому що бочкоподібний ролик можна зобразити як кульку зі зрізаними кульовими сегментами.

3.3.2. Пружна система механізму (ПСМ).

Дослідник і інженер Г.А. Шаумян отримав основну залежність, що зв'язує допуск на розмір заготовки, що затискається, з жорсткісними і силовими факторами пружної системи «ПЗ - патрон - деталь»:

$$\Delta d = 2(K - 1)f_0 \operatorname{tg} \alpha = 2(K - 1) \frac{S_0}{C} \operatorname{tg} \alpha,$$

де: S_0 і f_0 - мінімальне гарантоване зусилля на вході патрону і відповідна йому сумарна пружна деформація ПСМ, відрегульованого за мінімальним розміром заготовки;

C – сумарна статична твердість ПСМ;

$K = S_{\max} / S_0 = (\Delta f + f_0) / f_0$ - введений Г.А. Шаумяном коефіцієнт зростання зусиль у ПСМ при переході від затиску заготовки з мінімальним діаметром до затиску заготовки з максимальним діаметром, якому відповідає збільшення деформації ПСМ

$$\Delta f = 2\Delta d / tg\alpha,$$

і розвивається максимальне зусилля на вході цанги

$$S_{\max} = C(f_0 + \Delta f).$$

З формули знаходження Δd випливає, що за високої твердості системи при затиску заготовок із значним допуском Δd буде спостерігатися велике зростання зусиль (K), що приведе до перевантаження деталей ЗМ. При цьому зниження жорсткості деталей ПСМ в наслідок зменшення їхнього перетину є неприпустимим з позиції їхньої міцності. У зв'язку з цим Г.А. Шаумян запропонував для підвищення надійності ввести в ПСМ спеціальні пружні ланки, які називають компенсаторами.

3.4. Рухомий самогальмуючий упор

Аналіз ЗМ зі змінною структурою та з фрикційним самогальмуванням показує [13], що їх належне функціонування значною мірою залежить від характеристик рухомого самогальмуючого упора (PCY), без надійної фіксації якого не можна здійснити затиск заготовки в даних пристроях. PCY ЗМ зі змінною структурою виконують вільне переміщення при вибірці зазору між затискними елементами патрону і заготовкою, і при поверненні рухомих елементів ПЗ у вихідне положення. При затиску заготовки позиція PCY фіксується завдяки його властивості до самогальмування або заклинювання.

РСУ можуть виконуватись з фрикційними дисками, клиновими або роликівими елементами, або у вигляді їх комбінації. У ЗМ зі змінною структурою застосовуються РСУ з жорсткою характеристикою, що не допускає незафіксованого положення і проковзування.

Процес самогальмування в ЗМ залежить від багатьох факторів: характеристик тертя і попереднього зсуву, конструктивних особливостей, контактної жорсткості, жорсткості елементів і всієї конструкції ЗМ, характеру навантаження (статичної або динамічної). У самогальмівних ПЗ мають місце різні види тертя: ковзання, кочення і змішаного.

Сила сухого тертя-ковзання в загальному вигляді містить дві складові: опір деформуванню, зумовленого механічним зачепленням і взаємним впровадженням нерівностей на поверхнях контакту; адгезійний опір:

$$F = N(\mu_M + \mu_A) = N\mu,$$

де: μ_M і μ_A - відповідно механічна й адгезійна складові коефіцієнта тертя μ ;

N – нормальна сила.

Дослідник і науковець В.А. Кудінов на основі досліджень І.В. Крагельського вивів передаточну функцію сухого тертя ковзання, отриману з рівнянь деформування пружно-в'язкого тіла у першому наближенні апроксимації експериментальної залежності:

$$W_T = F / y = K_T / (T_T p + 1),$$

де: F – сила тертя;

y – величина деформації при терті по нормалі до поверхні ковзання;

T_T – постійна часу процесу тертя;

$K_T = J_\tau A$ – передатний коефіцієнт або статична характеристика процесу тертя, що залежить від жорсткості контакту і його фактичної площі A .

АФЧХ процесу сухого тертя має такий вигляд:

$$W_T(j\omega) = \frac{K_T}{1 + T_T^2 \omega^2} - j \frac{K_T}{1 + T_T^2 \omega^2},$$

де ω^2 – кругова частота вимушених коливань.

Перехідний процес при стрибкоподібній зміні контактної деформації:

$$F(t) = K_T (1 - e^{-t/T})y.$$

І.В. Крагельским також визначена залежність характеру зростання сили тертя від часу контактування поверхонь, які труться:

$$F = F_0 [\alpha - (\alpha_0 - 1)e^{-\beta t}],$$

де: F_0 – сила тертя при часі контакту, рівному нулю;

$\alpha = F_\infty / F_0$; F_∞ – сила тертя при нескінченно великому часі контакту;

β – константа.

Порівняно з тертям ковзання тертя кочення має дві відмінні риси:

- 1) кочення має надзвичайно слабку адгезійну взаємодію;
- 2) адгезійна взаємодія відбувається в напрямку, перпендикулярному площині контакту, в той час як при ковзанні – у напрямку відносного зсуву тіл.

Адгезійна взаємодія характеризується коефіцієнтом обміну адгезійних зв'язків:

$$\gamma = m/M,$$

де: M – кількість усіх адгезійних зв'язків у контакті на ділянці ρ , рівному міжатомній відстані;

m – кількість зв'язків, що рвуться на цій ділянці при терті.

Отже, при коченні $\gamma \approx 1$, а при ковзанні $\gamma = \left(\frac{\rho}{2\tau}\right)^{1/2}$ – величина, значно менша одиниці. Тут τ – радіус циліндра, що котиться.

3.5. Розрахунок самоналагоджувального приводу затиску на етапі вибирання зазорів

3.5.1. Розрахунок пружних елементів (компенсаторів) в ЗМ токарного автомата.

Для недопущення поломки ЗМ у випадку перевищення осьової сили затиску передбачено пакет пружин з параметрами: $D_{зов}$, $D_{вн}$, h , H . Для даного приводу $D_{зов}=128$ мм, $D_{вн}=72$ мм, $h=4$ мм, $H=12$ мм.

За формулою визначаємо залежність “сила-деформація”

$$F=k_1x_1-k_2x_1^2+k_3x_1^3,$$

де k_1 , k_2 , k_3 – коефіцієнти, що характеризують жорсткість пружного елемента відповідно I, II, III порядків.

$$k_1 = \frac{\pi E h}{6(b-a)^2} \ln \frac{b}{a} (H^2 + h^2),$$

$$k_2 = \frac{\pi E h}{4(b-a)^2} \ln \frac{b}{a} H,$$

$$k_3 = \frac{\pi E h}{12(b-a)^2} \ln \frac{b}{a},$$

де E – модуль пружності матеріалу пружини, $E=2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

b і a – відповідно зовнішній та внутрішній радіуси пружини, $b=64$, $a=36$. Отже,

$$k_1 = \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4}{6(64-36)^2} \ln \frac{64}{36} (12^2 + 4^2) = 5161,8,$$

$$k_2 = \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4}{6(64-36)^2} \ln \frac{64}{36} 12 = 387,13,$$

$$k_3 = \frac{3,14 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4}{6(64-36)^2} \ln \frac{64}{36} = 32,26.$$

$$F=5161,8 \cdot 0,001 - 387,13 \cdot 0,001^2 + 32,26 \cdot 0,001^3 = 51,62$$

3.5.2. Розрахунок геометричних параметрів муфти затиску СПрЗ.

Радіальне переміщення губки цанги при затиску визначається:

$$h_r = h_k + \Delta,$$

де h_k – контактні наближення поверхонь губки вкладиша та заготовки, що розраховуються по формулі:

$$h_k = A_M \sigma^M + TA \frac{\Delta d}{b} = A_M \left(\frac{T}{F_k} \right)^M + TA \frac{2\Delta d}{d \cdot b},$$

де Δ - радіальний зазор між губкою цанги і заготовкою, необхідний для подачі прутка до упору, $\Delta=0,2$ мм.

T – радіальна сила затиску, що визначається з формули:

$$T = \frac{1}{3} T_{\Sigma} = \frac{1}{3} S_{\Sigma} \operatorname{ctg}(\varphi + \alpha) = \frac{1}{3} \cdot 26,8 = 9$$

A_M і A_d – коефіцієнти, що залежать від матеріалу, відхилень розмірів деталей і т.д. заготовки і отвору цанги, $A_M=0,13$, $A_d=0,09$; b – довжина губки затискного елемента, $b=48$ мм; F_k - площа контакту губки цанги з заготовкою, що визначається з залежності:

$$F_k = \frac{\pi d \gamma_0 b}{180^\circ}.$$

d – діаметр заготовки, $d=40$ мм; γ_0 – половина кута обхвату, $\gamma_0 = 25^\circ$; α - половина кута конуса цанги $\alpha=15^\circ$; φ - кут тертя в кінцічному спряженні зі шпінделем, $\varphi=6^\circ$; m - показник степені, рівний 0,6.

Отже

$$F_k = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 25 \cdot 48}{180} = 837,3 \text{ мм}^2$$

Тоді:

$$h_k = 0,13 \cdot \left(\frac{9}{837,3}\right)^{0,6} + 9 \cdot 0,09 \cdot \frac{2 \cdot 0,2 \cdot 40}{48} = 0,28 \text{ мм.}$$

При забезпеченні натягу пружної системи механізму відбувається деформація кінематичного ланцюга "цанга - муфта затиску". Будемо вважати важіль муфти затиску абсолютно жорстким.

Деформацію труби затиску визначаємо за формулою:

$$\delta_{m.z.} = \frac{S_{\Sigma} L_{m.z.}}{E_{m.z.} F_{m.z.}},$$

де: $L_{m.z.}$ – довжини труби затиску, $E_{m.z.}$ – модуль пружності матеріалу труби затиску, $F_{m.z.}$ – площа перерізу труби затиску,

$$F_{m.z.} = \frac{\pi(D-d)^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (55-40)^2}{4} = 176,6 \text{ мм}^2.$$

Деформація труби затиску:

$$\delta_{m.з.} = \frac{528,58 \cdot 820}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 176,6} = 0,012$$

Підйом на муфті затиску:

$$h_M = [(h_k + \Delta) \operatorname{ctg} \alpha + \delta_{\Sigma}] \frac{b}{a} = [(0,28 + 0,2) \cdot \operatorname{ctg} 15 + 528,58] \cdot \frac{64}{36} = 5,64$$

Кут підйому на муфті затиску:

$$\beta_M = \operatorname{arctg} \frac{h_M}{H_3} = \operatorname{arctg} \frac{5,64}{24} = 10,46.$$

Зусилля на муфті затиску визначаємо з формули:

$$Q_M = S_{\Sigma} \frac{a}{b} \operatorname{tg}(\beta_M + \varphi),$$

де a і b – плечі важеля муфти затиску.

$$S_{\Sigma} = z P_y \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 6 \cdot 229,5 \cdot \operatorname{tg}(15 + 6) = 528,58 \text{ Н.}$$

Визначимо зусилля на муфті затиску:

$$Q_M = 528,58 \cdot \frac{36}{64} \operatorname{tg}(10,46 + 6) = 87,85 \text{ Н.}$$

3.5.2.1. Розрахунок пружних елементів СПрЗ.

Прийнято такі позначення:

C_n – жорсткість циліндричних гвинтових пружин, β_k – кут нахилу клину, m_k – маса клину, z_k – кількість клинів, S_o – осьова сила на штоці, H_k – максимальний хід клину, H_m – хід муфти затиску, ΔH_3 – ділянка замикання, P_{np} – сила пружини, що діє на клин, $\varphi_1 \dots \varphi_3$ – кути тертя.

Умова надійного розклинювання (самоналагодження):

$$\begin{cases} z_k (P_{np} + P_u) \geq S_o [\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg}(\beta_k + \varphi)] \\ \sqrt{\frac{2\Delta H_1}{a_M}} > \sqrt{\frac{M}{C_{II} Z_k}} \arccos \left(1 - \frac{C_{II} H_k}{P_{np \max} + P_u - F/Z_k} \right). \end{cases}$$

Жорсткість пружини та максимальне зусилля визначається із залежностей:

$$C_{\Pi} = \frac{\pi^2 Ma M}{8Z_k \Delta H_1},$$

$$P_{np \max} = \frac{1}{Z_k} \left(F + \frac{\pi^2 Ma M H_k}{8 \Delta H_1} \right),$$

де M – приведена маса рухомих клинів під час затиску ланок ЗМ (включаючи пруток), a_m – прискорення ланок ЗМ при затиску заготовки, z_k – кількість клинів, F – сила тертя, приведена до одного клину.

$$F_T = S_0 [tg \varphi + tg(\beta_k + \varphi)].$$

S_0 – сила, що діє на трубу затиску при вибірці зазору Δ

$$S_0 = z(P_y + P_{il}) ct(\alpha + \varphi) + F_T$$

P_y – сила пружності пелюстків

$$p_y = C_l \left(\Delta + \frac{d_{\max} - d}{2} \right)$$

$$C_l = P / y_a = 3EI_n / [\xi l_n^3 + I_n \varepsilon l_n (1 + 2\lambda_n)] = 3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 16,5 / [1 \cdot 105^3 + 16,5 \cdot 0,146 \cdot 105 (1 + 2 \cdot 0,088 \cdot 105)] = 85 \text{ Н/мм.}$$

де F_m – сила тертя труби затиску об шпindelь.

$$F_m = k_{зан} g_m f,$$

де $k_{зан}$ – коефіцієнт запасу, g_m – вага ланок ЗМ, що переміщуються, f – коефіцієнт тертя.

I_n – момент інерції пелюстка цанги відносно нейтральної осі.

$$p_y = 85 \left(0,2 + \frac{45 - 40}{2} \right) = 229,5 \text{ Н.}$$

3.5.2.2. Визначення часу для вибірки зазорів в СПрЗ.

Час $t_{сн}$ – самоналагодження СПрЗ, тобто час переміщення клинів при вибірці зазорів повинен бути меншим за час $t_{св}$ вільного вибігу муфти затиску, тобто

$$t_{сн} < t_{св} = \frac{\Delta H_1}{V_M},$$

де V_M – швидкість переміщення муфти затиску.

Час самоналагодження $t_{сн}$ визначають з рівнянь динаміки, розглядаючи рух клину вагою M під дією сили пружності пружини жорсткістю C_n за наявності сил опору, які можна визначити з залежності:

$$F_{o.p.} = \frac{1}{z_k} \left[z P_y \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + k_{зан} MGf \right] \times \left[\operatorname{tg} \varphi + \operatorname{tg}(\beta_k + \varphi) \right]$$

Рівняння руху клину з врахуванням сил $F_{o.p.}$ і P_n

$$M\ddot{x} + C_n x_1 - F_{o.p.} = 0$$

Використавши відомий розв'язок цього рівняння, визначаємо час:

$$t_{сн} = \sqrt{\frac{b}{C_n}} \arccos \left(1 - \frac{H_k C_n}{P_{n \max} - F_{o.p.}} \right).$$

3.5.3. Розрахунок самоналагоджувального приводу на етапі натягу пружної системи механізму (ПСМ).

На етапі натягу ПСМ осьова сила на клинах (спряження клинів з дисками вважається жорстким) дорівнює:

$$S_{\Sigma}^* = S_{\Sigma} - S_0.$$

Величина S_0 залежить від пружності пелюсток цанги, діаметру (відхилення) прутка, що закріплюється, сил тертя та мас, що переміщуються під час затиску:

$$S_0 = z P_y \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi) + F_T.$$

3.6. Короткоходові гідромеханічні приводи

Обертальні гідроприводи ЗМ багатопиндельних токарних автоматів і токарно-револьверних верстатів працюють за низького (2-3 МПа) тиску, тому є ненадійними через великі витрати в маслопідвідних вузлах, неекономічні в

експлуатації. При використанні гідроприводу з нерегульованим насосом нагнітання масла під час обробки заготовки відбувається через запобіжний клапан і нагрівається. Внаслідок цього зменшується його в'язкість, знижується тиск в порожнині затиску гідроциліндра.

Значну економію енергії можна отримати, якщо використовувати в ЗМ короткоходовий гідромеханічний привід (ГМП) у поєднанні з самоналагоджуваним на розмір заготовки патронами. При цьому затиск заготовки буде здійснюватись за допомогою пружного елемента – тарілчастої пружини або пакета пружин, а короткочасний розтиск – при подачі масла (оливи) під тиском в одну із порожнин гідроциліндра.

Короткоходові гідромеханічні приводи затиску, якщо їх трішки допрацювати, доцільно застосовувати на багатошпindelних токарних автоматах та напівавтоматах разом із цанговими або кулачковими самоналагоджувальними і широкодіапазонними затискними патронами, що значно підвищить надійність затиску і знизить витрати електроенергії за мінімальних витоків масла.

Розглянемо оригінальну конструкцію гідромеханічного приводу затиску з муфтою підводу рідини, що неведена на рис. 3.7. Даний гідромеханічний привід працює в три етапи: I – затиск, II – гальмування шпинделя і попередній розтиск, III – кінцевий розтиск. Під час обробки деталей утримується затиснутою силою натягу 1 пружин різної жорсткості – тарілчастої пружини 6 і пакета 8, розташованого на втулці 7. При цьому поршень 5, відштовхуючись від шпинделя завдяки роликам 9, зміщується вліво, а гідроциліндр 4 з кришками 3, 10, 11 – в крайнє праве положення, стискаючи фрикційні диски 12 муфти, що передає обертання на шпиндель верстата. При підведенні рідини під тиском в ліву порожнину гідроциліндра 4 він переміщується вліво, розчіплюючи

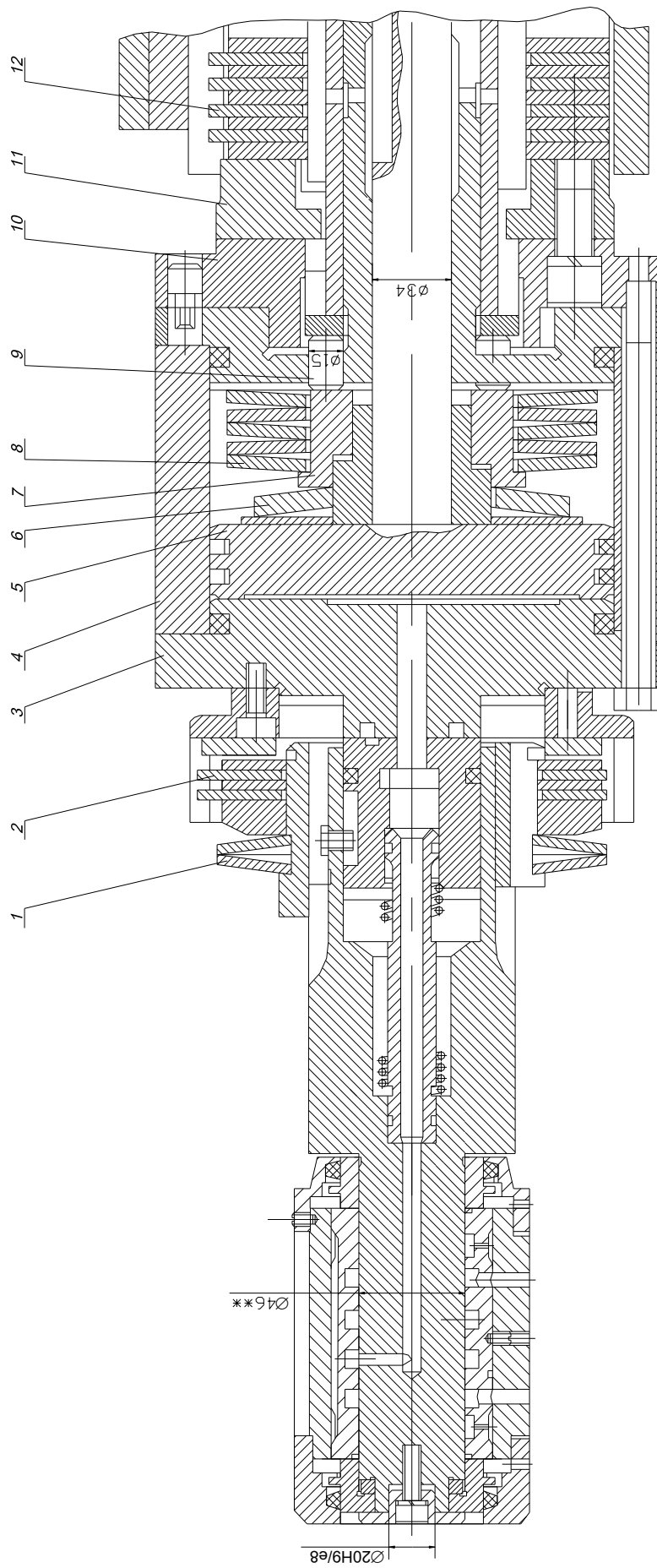


Рисунок 3.7 Гідромеханічний привід затиску

фрикційні диски 12 і стискаючи пакет пружин 8 і фрикційні диски 2 гальма. Шпindel зупиняється і деталь утримується затисненою. Після завершальної зупинки шпінделя і стиснення пружин 1, 6 відбувається зміщення поршня 5 вправо і розтиснення деталі.

Якщо використані звичайні клинові і кулачкові патрони, що потребують великого ходу в приводі, доцільно в короткоходові приводи з силовим замиканням вводити ланки самоналагодження так само, як це виконується в СПрЗ з геометричним замиканням.

Використання гідромеханічних приводів затиску з самоналагодженням або без нього дозволить спростити гідросхему, виключити магістралі підживлення гідроциліндрів і призначену для цього помпу при обробці деталей, а також створює можливість для розробки уніфікованого приводу затиску пруткових і штучних заготовок на одно- і багатошпіндельних токарних автоматах і напівавтоматах.

Автоматизація затиску в ЗМ може бути здійснена за рахунок застосування різних приводів: електромеханічних, гідравлічних, пневматичних або їх поєднання.

3.7. Недоліки існуючих конструкцій муфт

Існуючі конструкції муфт підведення потребують застосування підшипників кочення. Дані підшипники вимагають додаткових витрат з мащення, ущільнення як самих підшипників, так і рідини, що підводиться. При цьому змазка підшипників і рідина, що підводиться в гідроциліндр, потребують різних марок масел. По параметру надійності підшипники кочення мають обмежений ресурс роботи, через що вимагається періодична профілактика і заміна. Тому використання запропонованої муфти, що на рис. 3.8, дозволяє вирішити декілька конструктивних проблем:

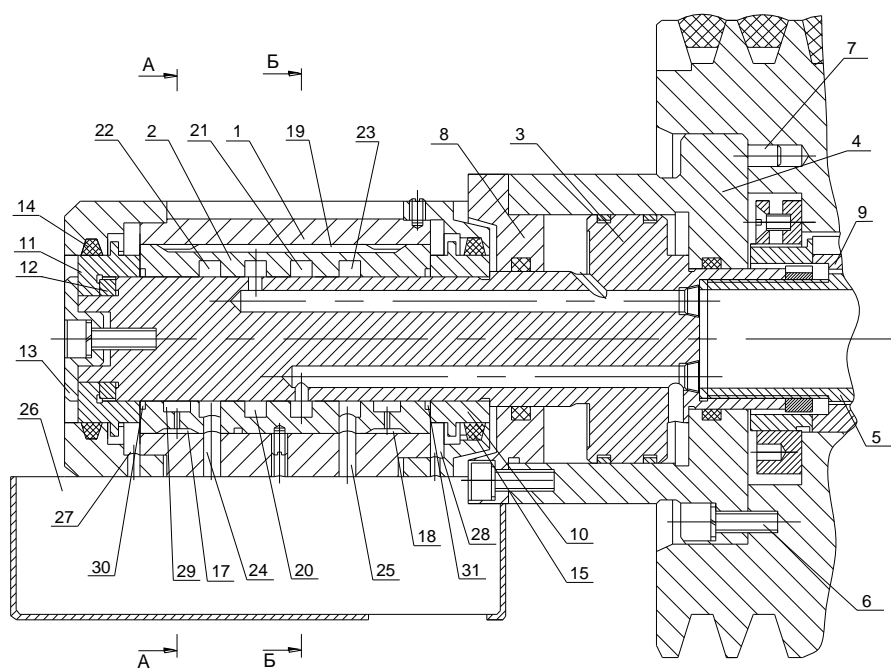
- 1) зменшити радіальні габарити муфти;
- 2) використовувати для змащення підшипника муфти аналогічне масло, що використовується для приведення в дію гідроциліндра затиску;

3) в муфті практично відсутнє зношення, тому вона не потребує додаткового обслуговування і ремонту.

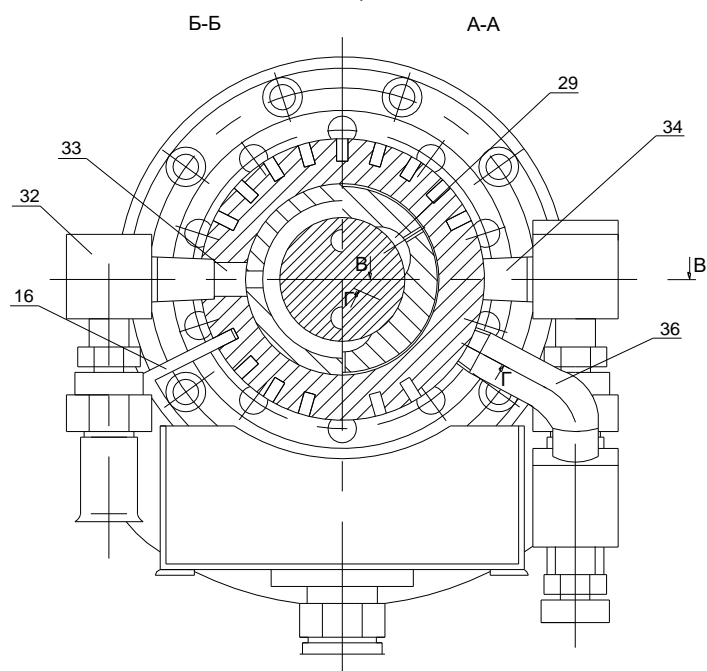
3.8. Опис та розрахунок муфти підведення

Муфта підведення, що наведена на рис. 3.8, використовується для підведення робочої рідини до гідроциліндрів затиску, які обертаються.

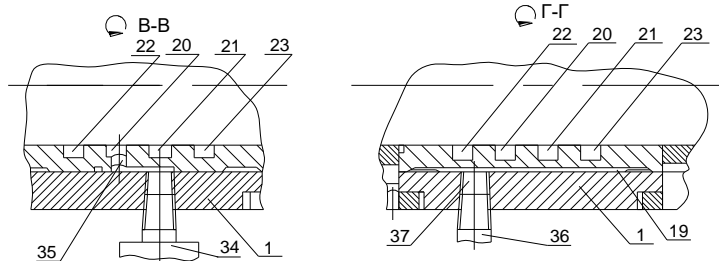
Муфта складається з корпусу 1, в якому нерухомо встановлена підшипникова втулка 2, посаджена із зазором на шток поршня 3 гідроциліндра 4. Поршень 3 закріплений нерухомо на задньому кінці труби затиску 5 затискного механізму верстата, а гідроциліндр 4 за допомогою кріпильних елементів 6 і 7 – до шківів 8, нерухомо встановленому на шпинделі 9. Підшипникова втулка 2 зафіксована на штоці поршня 3 із малим осьовим зазором за допомогою проставочної втулки 10, упорної втулки 11, компенсатора 12 і притискної шайби 13. Величина цього зазору визначається розміром компенсатора 12. На зовнішній циліндричній поверхні корпусу 1 встановлені ущільнювальні кільця 14 і 15 із дренажними отворами 27 і 28, а також містяться поздовжні ребра охолодження, в паз між якими входить фіксатор 16. На зовнішній поверхні підшипникової втулки 2 містяться кільцеві проточки 17 і 18, а також поздовжня проточка 19, що з'єднує кільцеві проточки 17 і 18 між собою. На внутрішній циліндричній поверхні підшипникової втулки 2 містяться кільцеві канавки 20, 21, 22 і 23. Кільцева канавка 20 через отвори в штоці поршня 3 з'єднана з лівою порожниною гідроциліндра 4, а кільцева канавка 21 – із правою. Кільцеві канавки 22 і 23 через дренажні отвори 24 і 25 у підшипниковій втулці 2 і корпусі 1 з'єднані зі зливальним баком 26. На внутрішній циліндричній поверхні підшипникової втулки 2 міститься два ряди карманів 29, кожен з яких через радіальні отвори в підшипниковій втулці 2 з'єднаний з кільцевими проточками 17 і 18. На торцевих поверхнях підшипникової втулки 2 із боку її внутрішньої поверхні містяться кільцеві



a)



б)



в)

Рисунок 3.8 Муфта підводу

канавки 30 і 31. Штуцер 32 вкручений в отвір 33 у корпусі 1 і через радіальний отвір у підшипниковій втулці 2 з'єднаний з кільцевою канавкою 21, а штуцер 34 вкручений також в отвір у корпусі 1 і через радіальний отвір 35 у підшипниковій втулці 2 з'єднаний з кільцевою канавкою 20. Штуцер 36 вкручений в отвір 37 у корпусі 1 і з'єднаний з поздовжньою проточкою 19 на підшипниковій втулці 2.

Муфта підведення працює наступним чином.

При затиску заготовки в затискному механізмі верстата робоча рідина з гідросистеми під тиском надходить через штуцер 32 і отвір 33 у кільцеву канавку 21, звідки через отвори в штоці поршня 3 – у праву порожнину гідроциліндра 4. Поршень 3, переміщаючись під дією тиску робочої рідини вліво, тягне за собою трубу затиску 5. При цьому робоча рідина з лівої порожнини гідроциліндра 4 витісняється поршнем 3 через отвори в його штоці в кільцеву канавку 20, потім через отвір 35 і штуцер 34 виходить на злив. Робоча рідина з гідросистеми під тиском надходить також через штуцер 36 і отвір 37 у поздовжню проточку 19, звідки надходить у зазори, утворені кільцевими проточками 17 і 18. Дроселюючись у цих зазорах, робоча рідина надходить через радіальні отвори в підшипниковій втулці 2 у кармани 29, забезпечуючи гідростатичне змащення в зазорі між штоком поршня 3 і підшипниковою втулкою 2. Через суміжні з карманами 29 перетинки робоча рідина витісняється в осьовому напрямку в кільцеві канавки 22 і 23 і далі через дренажні отвори 24 і 25 у зливний бак 26. Через перетинки між карманами 29 і торцями підшипникової втулки 2 робоча рідина, дроселюючись у зазорах на цих перемичках, надходить у кільцеві канавки 30 і 31, звідки далі витісняється через торцеві зазори між підшипниковою втулкою 2 і сполученими з нею проставочним кільцем 10 і упорним кільцем 11, дренажні отвори 27 і 28 у зливний бак 26. При цьому забезпечується гідростатичне змащення торцевих поверхонь підшипникової втулки 2 і сполучених із нею проставочного кільця 10 і упорного кільця 11. Величина торцевих зазорів регулюється компенсатором 12, через який упорне кільце 11 підтискається шайбою 13 до

торця штока поршня 3. При обертанні шпинделя 9 обертальний рух через шків привода 8 передається на гідроциліндр 4, а через трубу затиску 5 – на поршень 3. Повороту підшипникової втулки 2 із корпусом 1 за рахунок рідинного тертя в зазорах перешкоджає упор 16, що при осьовому зсуві поршня 3 має можливість ковзати в поздовжньому пазу на зовнішній поверхні корпуса 1.

Для розрахунків основних параметрів муфти підводу складемо програму на мові MathCAD, яка наводиться нижче.

РОЗДІЛ 4

ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

4.1. Призначення, конструкція і технологічна характеристика

Деталь є тілом обертання і належить до підшипника 7718А. Для деталей цього типу характерною є наявність базової поверхні.

Поверхня внутрішнього отвору $\varnothing 90$ є базова і вона призначена для встановлення підшипника на валу. По обидві сторони доріжки кочення знаходяться канавки. Також торець зі сторони циліндричної поверхні $\varnothing 124,0_{-0,4}$ є базовим. Доріжка кочення знаходиться під кутом $11^{\circ}10'$ до осі обертання і призначена для розташування на ній роликів.

Точність діаметрального розміру основного отвору відповідає 5 квалітету, точність доріжки кочення – 5 квалітету, а точність торцевих поверхонь 7 квалітету. Всі інші поверхні (наприклад, зовнішня поверхня $\varnothing 124,0_{-0,4}$) обробляються за 10 квалітетом. Шорсткість поверхні В та внутрішнього отвору $Ra=0,63$ мм, а інших поверхонь $Ra=1,25$ мм.

Допуск радіального биття доріжки кочення відносно поверхні А встановлюють 0,012 мм, а торцевого биття 0,015 мм. Випуклість утворюючої поверхні В допускається $0,001 \div 0,005$ мм.

На основі наведеного аналізу деталей можна зробити висновок, що важливе значення для службового призначення деталі відіграють наступні поверхні:

- внутрішня циліндрична $\varnothing 90_{-0,015}$
- найбільшого діаметра доріжки кочення $\varnothing 114,782_{-0,05}$
- відстань між торцями $\varnothing 46_{-0,02}$.

Інші поверхні мають другорядне значення і виконуються за підвищеними квалітетами точності і пониженою шорсткістю.

Деталь виконана із сталі ШХ15СГ ГОСТ 801-79. Хімічний склад сталі ШХ15СГ і механічні властивості приведені в таблицях 4.1 і 4.2.

З цієї сталі виготовляють підшипники кочення, калібри, кінцеві міри.

Таблиця 4.1. – Хімічний склад сталі ШХ15СГ

C	Si	Mn	Cr	Не більше			
				Ni	Cu	P	S
0,95÷1,05	1	1	1,5÷1,65	0,30	0,30	0,035	0,035

Таблиця 4.2. – Механічні властивості сталі ШХ15СГ

σ_B , МПа	σ_T , МПа	δ , %	ψ_1 , %	d_H , Нс/см ²	НВ (не більше)	
					штампованої	відпаленої
600	450	16	40	≥6	179-207	61-65

4.2. Аналіз технологічності конструкції деталі

Технологічність виробів оцінюють за двома показниками – якісному і кількісному.

4.2.1. Якісна оцінка технологічності конструкції.

Аналізуючи конструкцію деталі за якісним показником робимо висновок, що конструкція деталі є відносно простою – поверхні деталі в основному циліндричної форми, що дає можливість оброблювати їх звичайними інструментами.

В конструкції деталі присутні також уніфіковані поверхні, які обробляються, наприклад, галтовочними різцями. Деталь має зручні базові поверхні.

Особливих умов щодо точності обробки не ставлять за виключенням поверхні внутрішнього отвору $\varnothing 90_{-0,015}$ і поверхні $\varnothing 114,782$ мм.

Заготовку отримують методом штамповки на горизонтально-кувальних машинах або кованих на молоті з подальшим розкочуванням, що наближає її

форму до форми деталі, внаслідок чого значно підвищується коефіцієнт використання металу, а також зменшується час обробки.

4.2.2. Кількісна оцінка технологічності конструкції.

Згідно ГОСТ 14.201-73 технологічність деталі оцінюється такими показниками: коефіцієнтом уніфікації, коефіцієнтом точності, коефіцієнтом шорсткості.

Коефіцієнт уніфікації конструкторських елементів визначається:

$$K_{y.e} = \frac{Q_{y.e}}{Q_e},$$

де: $Q_{y.e}$ – кількість уніфікованих типорозмірів (отворів, фасок та ін.);

Q_e – загальна кількість типорозмірів.

$$K_{y.e} = \frac{7}{9} = 0,78.$$

Якщо $K_{y.e} > 0,6$ – деталь вважають технологічною. Коефіцієнт точності обробки визначається із залежності:

$$K_T = 1 - \frac{1}{IT_{cp}}$$

де IT_{cp} – середній квалітет.

$$IT_{cp} = \frac{1n_1 + 2n_2 + \dots + mn_i}{n_1 + n_2 + \dots + n_m}$$

де n_i – кількість розмірів відповідного квалітету.

$$IT_{cp} = \frac{5 \cdot 2 + 7 \cdot 3 + 10 \cdot 4}{9} = 7,9$$

$$K_T = 1 - \frac{1}{7,9} = 0,87$$

Коефіцієнт шорсткості визначається:

$$K_w = \frac{1}{R_{cp}}$$

де: R_{cp} – середнє значення шорсткості:

$$R_{cp} = \frac{\sum R_{ni}}{\sum n_i}$$

$$R_{cp} = \frac{2 \cdot 0,63 + 7 \cdot 1,25}{9} = 1,11$$

$$K_{ш} = \frac{1}{1,11} = 0,90 > 0,16 \quad - \quad \text{тому деталь відноситься до середньо}$$

оброблювальних по важкості деталям.

Висновок: оброблювальні поверхні для забезпечення належної точності і шорсткості потребують шліфувальних операцій, мають можливість обробки високопродуктивним методом. З точки зору технологічності механічної обробки деталь задовольняє вимоги для крупносерійного виробництва.

4.3. Вибір і обґрунтування оптимального методу отримання заготовки

Вибір методу отримання заготовки є досить складним і залежить від багатьох факторів [13].

Процесом штампування на горизонтально-кувальних машинах отримують поковки масою 0,1-100 кг з максимальним діаметром 315 мм. Деталі діаметром більше $\varnothing 23$ виготовляють із сталі ШХ15СГ ГОСТ 801-79. Дана сталь використовується для підвищення загартованості деталі, щоб було відсутнє тільки поверхнєве загартування.

Заготовку можна отримати методом штампування з подальшим розкатуванням – щоб надати заготовці форми і розмірів, близьких до розмірів деталі. При цьому також зменшується кількість матеріалу, що йде в стружку.

При використанні як заготовки штамповки спрощується техпроцес обробки, тому що зменшується час і об'єм чорнового точіння.

На основі даних міркувань приймаємо метод отримання заготовки – штамповку на пресі.

4.4. Опис маршруту технологічного процесу для виготовлення деталі

Обробка деталі здійснюється на металорізальних верстатах, не використовуючи при цьому унікальних верстатів. Для обробки використовують стандартний ріжучий інструмент.

За один установ оброблюється значна кількість поверхонь. Кожна чергова операція зменшує похибку і покращує якість поверхні.

В першу чергу будуть оброблятися поверхні, з яких знімається найбільший шар металу.

Таблиця 4.3. – Технологічний маршрут обробки деталі “кільце внутрішнє”

№ опер.	Найменування і склад операції	Обладнання
1	2	3
	<i>Заготівельна</i>	
	Штампувати заготовку Розкатати заготовку	Прес
	<i>Піскоструйна</i>	
	Очистити від окалини	Установка піскоструйна
005	<i>Токарна</i>	
	1. Підрізати торець по $\varnothing 126$ начорно 2. Розточити фаску $4,0 \times 45^\circ$ по $\varnothing 87$ 3. Точити зовнішню поверхню упорного борта по $\varnothing 126$ 4. Підрізати торець по $\varnothing 106$ 5. Підрізати упорний борт по $\varnothing 116,8$ 6. Розточити отвір по $\varnothing 87,2$ начорно 7. Точити поверхню малого борта по $\varnothing 104,4$	Багатошпindelний токарний автомат мод. 1Б265-6

Продовження таблиці 4.3.

1	2	3
	<p>8. Розточити отвір по $\varnothing 89$</p> <p>9. Точити поверхню дорожки кочення по $\varnothing 116,6$</p> <p>10. Розточити фаску $2 \times 45^\circ$ по $\varnothing 89$</p> <p>11. Точити поверхню дорожки кочення по $\varnothing 114,9$</p> <p>12. Розточити отвір по $\varnothing 89,47$ начисто</p> <p>13. Підрізати торець по $\varnothing 106,5$ начисто</p> <p>14. Розточити радіусну фаску $2,4$ по $\varnothing 89,47$</p> <p>15. Підрізати торець по $\varnothing 124,3$ начисто</p> <p>16. Підрізати упорний борт по $\varnothing 114,9$</p> <p>17. Розточити фаску $3,5 \times 45^\circ$</p> <p>18. Точити зовнішню поверхню упорного борта по $\varnothing 124,3$</p> <p>19. Підрізати торець по $\varnothing 123,8$ начисто</p> <p>20. Точити зовнішню поверхню упорного борта по $\varnothing 123,8$</p> <p>21. Точити фаску $0,7$ по $\varnothing 123,8$</p> <p>22. Точити поверхню дорожки кочення по $\varnothing 115,2$</p> <p>23. Точити малий борт і канавку по $\varnothing 103,8$</p> <p>24. Розточити фаску $5,05$ по $\varnothing 89,47$</p> <p>25. Точити галтель, борт і фаску по $\varnothing 115,2$</p>	
010	<p style="text-align: center;"><i>Круглошліфувальна</i></p> <p>1. Шліфувати торці в розмір 46 мм начорно Шліфувати торці в розмір 46 мм начисто в розмір $46,0_{-0,07}^{-0,02}$</p>	Торцешліфувальний верстат мод. 3344AE

Продовжен таблиці 4.3.

1	2	3
	2. Шліфувати доріжку кочення витримавши кут $11^{\circ}10'$ начорно 3. Шліфувати упорний борт витримавши кут $11^{\circ}41'$ начисто 4. Шліфувати внутрішній отвір $\varnothing 90$ начорно 5. Шліфувати внутрішній отвір $\varnothing 90$ начисто в розмір $\varnothing 90_{-0,015}$ 6. Шліфувати доріжку кочення витримавши кут $11^{\circ}10'$ начисто	Круглошліфувальний верстат мод. SWaAGL 125 Внутрішньошліф. верстат мод. SIW-4B Верстат мод. ЛЗ279Р

4.5. Вибір і обґрунтування базових поверхонь

Зважаючи на вимоги креслення приймаємо для наступних операцій технологічні бази:

Операція 005 – базування по торцю і циліндричній поверхні $\varnothing 124,0_{-0,4}$

Операція 010 – базування по торцю і циліндричній поверхні $\varnothing 124,0_{-0,4}$

4.6. Визначення операційних припусків, міжопераційних розмірів і допусків на обробку

Розрахунок виконуємо такими способами:

- 1) аналітичним;
- 2) табличним.

Ми маємо заготовку, отриману штампуванням на пресі з подальшим розкатуванням.

Аналітичний розрахунок.

Розраховуємо припуски на обробку і проміжні граничні розміри поверхні $\varnothing 90_{-0,015}$. Технологічний маршрут обробки поверхні $\varnothing 90_{-0,015}$ складається із таких операцій:

- чорнового точіння;
- напівчистового точіння;
- чистового точіння;
- попереднього шліфування;
- чистового шліфування.

Результати проведених розрахунків наведені в таблицях 4.4 і 4.5.

Таблиця 4.4. – Припуски на обробку

Поверхня	Розмір, мм	Припуск, мм		Допуск, мм
		Табличний	Розрахунковий	
1	2	3	4	5
1	$\varnothing 90_{-0,015}$	-	2×1,5	0 -2,5
2	$\varnothing 104,0_{-0,4}$	2×1,25	-	+1,5 0
3	$\varnothing 114,782_{-0,050}$	2×1.009	-	+1,5 0
4	$\varnothing 124,0_{-0,4}$	2×1,5	-	+1,5 0
5, 6	46 _{-0,02}	2×2	-	+2,0 0
7	4,0 ^{+1,2} _{-1,0}	2	-	
8	6,7 _{-0,05}	2×2,55	-	+2,0 0
9	1,5 ^{+0,6} _{-0,4}	0,75	-	

Таблиця 4.5. - Розрахунок припусків і граничних розмірів по переходах на обробку поверхні

Ø90-0,015 мм

Технологічний перехід обробки	Значення припуску				$2z_{min}$, мкм	Розрах. розмір d_p , мм	До-пуск δ , мкм	Граничний розмір		Гран.знач. припуску, мкм	
	R_z	h	ρ	ε				d_{min}	d_{max}	$2z_{min}$	$2z_{max}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Штамповка	160	200	212	-	-	87,0	1200	87,0	88,2	-	-
Точіння											
Чорнове	80	50	14,8	-	2×572	88,58	350	88,5	88,9	0,73	1,58
Напівчист.	30	40	12,7	-	$2 \times 84,8$	88,75	220	88,7	88,9	0,04	0,17
Чистове	25	30	8,48	-	$2 \times 67,7$	88,89	87	88,8	88,9	0,01	0,14
Шліфування											
Попереднє	20	30	0,8	-	$2 \times 58,4$	88,95	67	88,9	89,0	0,04	0,06
Чистове	10	20	0,4	-	$2 \times 30,84$	89,015	15	89,0	89,0	0,01	0,06
Всього										0,89	2,01

Значення R_z і h характеризують якість поверхні. Для штамповки вони складають:

$R_z=160$ мкм; $h=200$ мкм. (табл.12, с.186 [К1]).

Для чорнового розточування:

$R_z=80$ мкм; $h=50$ мкм

Для напівчистового розточування:

$R_z=30$ мкм; $h=40$ мкм

Для чистового розточування:

$R_z=25$ мкм; $h=30$ мкм.

Для попереднього шліфування:

$R_z=20$ мкм; $h=30$ мкм.

Для остаточного шліфування:

$R_z=10$ мкм; $h=20$ мкм.

Залежно від умов виконання операції використовуємо формулу для визначення просторових відхилень на заготовку:

$$\rho_3 = \sqrt{\rho_k^2 + \rho_{3m}^2},$$

де ρ_k – питома короблення отвору заготовки, мкм;

ρ_{3m} – сумарне зміщення отвору заготовки, мкм.

$$\rho_k = \sqrt{(K \cdot d)^2 + (K \cdot l)^2},$$

де $k=0,7$ мкм/м – питома короблення заготовки;

$d=90$ мм – діаметр отвору;

$l=75$ мм – довжина отвору.

Знаходимо питома короблення $\rho_k = \sqrt{(0,7 \cdot 90)^2 + (0,7 \cdot 75)^2} = 70,75$ мкм = 0,07 мм, а сумарне зміщення $\rho_{3m} = 200$ мкм.

Тоді $\rho_3 = \sqrt{70,75^2 + 200^2} = 0,212$ мм.

Залишкова величина просторового відхилення після чорнового розточування:

$$\rho_1 = 0,07 \cdot \rho_3 = 0,07 \cdot 0,212 = 14,84 \text{ мкм.}$$

Після напівчистового розточування:

$$\rho_2 = 0,06 \cdot \rho_1 = 0,06 \cdot 14,84 = 12,72 \text{ мкм.}$$

Після чистового точіння:

$$\rho_3 = 0,04 \cdot \rho_2 = 0,04 \cdot 12,72 = 8,48 \text{ мкм.}$$

Після попереднього шліфування:

$$\rho_4 = 0,004 \cdot \rho_3 = 0,004 \cdot 8,48 = 0,848 \text{ мкм.}$$

Після остаточного шліфування:

$$\rho_5 = 0,002 \cdot \rho_4 = 0,002 \cdot 0,848 = 0,424 \text{ мкм.}$$

Розрахунок мінімальних припусків виконуємо за формулою:

$$2z_{min} = 2(R_{z-1} + h_{i-1} + \rho_{i-1}).$$

1) під чорнове розточування:

$$2z_{\min} = 2(80+50+212) = 2 \cdot 572 \text{ мкм};$$

2) під напівчистове розточування:

$$2z_{\min} = 2(30+40+14,84) = 2 \cdot 84,84 \text{ мкм};$$

3) під чистове розточування:

$$2z_{\min} = 2(25+30+12,72) = 2 \cdot 67,72 \text{ мкм};$$

4) під попереднє шліфування:

$$2z_{\min} = 2(20+30+8,48) = 2 \cdot 58,48 \text{ мкм};$$

5) під остаточне шліфування:

$$2z_{\min} = 2(10+20+0,848) = 2 \cdot 30,848 \text{ мкм}.$$

Розрахунковий розмір для кожного переходу розраховується, виходячи із значення d_z останнього переходу:

$$d_p = 89,015 \text{ мм} \text{ – для чистового шліфування};$$

$$d_p = 88,95 \text{ мм} \text{ – для чорнового шліфування};$$

$$d_p = 88,89 \text{ мм} \text{ – для чистового розточування};$$

$$d_p = 88,75 \text{ мм} \text{ – для напівчистового розточування};$$

$$d_p = 88,58 \text{ мм} \text{ – для чорнового розточування};$$

$$d_p = 87,0 \text{ мм} \text{ – для заготовки}.$$

Значення допусків для кожної операції приймаємо за таблицею у відповідності із класом точності кожного виду обробки (табл.4, с.8 [13]):

$$\text{для заготовки} \text{ – } \delta = 1200 \text{ мкм}$$

$$\text{для чорнового розточування} \text{ – } \delta = 350 \text{ мкм}$$

$$\text{для напівчистового розточування} \text{ – } \delta = 220 \text{ мкм}$$

$$\text{для чистового розточування} \text{ – } \delta = 87 \text{ мкм}$$

$$\text{для чорнового шліфування} \text{ – } \delta = 67 \text{ мкм}$$

$$\text{для чистового шліфування} \text{ – } \delta = 15 \text{ мкм}$$

Найменші значення діаметрів (d_{\min}) отримані за розрахунковими розмірами і заокруглені до точності допуску відповідного переходу в бік збільшення. Найбільші граничні розміри визначаємо із додаванням допуску до заокругленого найменшого граничного розміру:

для чорнового розточування: $d_{max}=d_p+\delta=88,58+0,35=88,93$ мм;

для напівчистового розточування – $d_{max}=d_p+\delta=88,75+0,22=88,97$ мм;

для чистового розточування – $d_{max}=d_p+\delta=88,89+0,087=88,977$ мм;

для чорнового шліфування – $d_{max}=d_p+\delta=88,95+0,067=89,017$ мм;

для чистового шліфування – $d_{max}=d_p+\delta=89,015+0,015=89,03$ мм;

для заготовки – $d_{max}=d_p+\delta=87,0+1,2=88,2$ мм.

Граничні значення припусків $2z_{min}$ і $2z_{max}$ визначаємо як різницю найбільших граничних розмірів попередніх і виконуваних переходів:

$$2z_{max}=d_{max\ i-1}-d_{max\ i}$$

$$2z_{min}=d_{min\ i-1}-d_{min\ i}$$

Для чорнового розточування

$$2z_{max}=88,58-87,=0,73$$

$$2z_{min}=88,93-88,2=1,58$$

Для напівчистового розточування

$$2z_{max}=88,75-88,58=0,17$$

$$2z_{min}=88,97-88,93=0,04$$

Для чистового розточування

$$2z_{max}=88,89-88,75=0,14$$

$$2z_{min}=88,977-88,97=0,007$$

Для чорнового шліфування

$$2z_{max}=88,95-88,89=0,06$$

$$2z_{min}=89,017-88,977=0,04$$

Для чистового шліфування

$$2z_{max}=89,015-88,95=0,065$$

$$2z_{min}=89,03-89,017=0,013.$$

Загальні припуски z_{0min} і z_{0max} визначаємо, сумуючи проміжні припуски.

$$2z_{0min}=13+100+7+40+730=890 \text{ мкм} =2\times445 \text{ мкм},$$

$$2z_{0max}=65+60+140+170+1580=2015 \text{ мкм} =2\times1007,5 \text{ мкм},$$

Загальний номінальний припуск і номінальний діаметр заготовки:

$$z_{0ном} = z_{0min} + H_3 - H_{\delta},$$

$$z_{0ном} = 890 + 1200 - 15 = 2075 \text{ мкм} = 2 \times 1037,5 \text{ мкм}.$$

$$d_{з ном} = d_{\delta ном} - z_{0ном},$$

$$d_{з ном} = 89,015 - 2,075 = 86,94 \text{ мм}.$$

Перевірка правильності виконання розрахунків:

$$2z_{max} - 2z_{min} = 1580 - 730 = 850 \text{ мкм}$$

$$\delta_1 - \delta_2 = 1200 - 350 = 850$$

$$850 \text{ мкм} = 850 \text{ мкм}.$$

Отже, розрахунок виконаний правильно.

4.7. Розрахунок режимів різання і основного технологічного часу

Розрахунок проводимо двома способами: табличним і аналітичним.

Аналітичним способом визначаємо режими різання на одну операцію.

Операція 005 – токарна.

Обладнання – багатошпиндельний токарний автомат мод. 1Б265.

Вибір ріжучого інструменту.

Для поздовжнього і поперечного точіння застосовуємо різці Т14К8.

Для поздовжнього точіння – прохідний різець, переріз державки якого – $25 \times 25 \text{ мм}$, $\varphi = 45^\circ$, $\varphi_1 = 45^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, $\lambda = 0^\circ$, $r = 1 \text{ мм}$, $\gamma = -15^\circ$.

Стійкість різців $T = 60 \text{ хв}$.

Розточування поверхні $\varnothing 90_{-0,015} \text{ мм}$. Глибина різання $t = 0,2 \text{ мм}$.

Оброблюваний матеріал – сталь ШХ15СГ, $\sigma_B = 60 \text{ кг/мм}^2$ (~600 МПа).

По таблиці 12 [16] визначаємо подачу на різання. При січенні державки 25 мм , глибині різання t до 2 мм $S = 0,31 \text{ мм/об}$.

Швидкість різання визначаємо по формулі:

$$V = \frac{C_v}{T^m t^x S^y} \cdot K_v$$

де C_v – поправочний коефіцієнт, T – стійкість інструмента, t – глибина різання, S – подача, K_v – загальний поправочний коефіцієнт на швидкість різання.

Значення коефіцієнта C_v та показників степеней x, y, m вибираємо по табл. 17 [с.269, 18]: $C_v = 350$; $x=0,15$; $y=0,35$; $m=0,2$.

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv}$$

де K_{mv} – коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу заготовки;

K_{nv} – коефіцієнт, що враховує стан поверхні;

K_{uv} – коефіцієнт, що враховує матеріал інструмента.

$$K_{mv} = K_r \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v}$$

$K_r=1,0$ [табл. 2, с.262, 18];

$n_v=1,0$ [табл. 2, с.262, 18];

$K_{nv}=0,8$ [табл. 5, с.263, 18];

$K_{uv}=0,8$ [табл. 6, с.263, 18].

$$K_{mv} = 1 \cdot \left(\frac{750}{600} \right)^{1,0} = 1,25$$

Отже, $K_v=1,25 \cdot 0,8 \cdot 0,8=0,8$

Швидкість різання визначається за формулою:

$$V = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 0,2^{0,15} \cdot 0,31^{0,35}} \cdot 0,8 = 237,0 \text{ м/хв.}$$

Частоту обертання шпинделя визначаємо:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 237}{3,14 \cdot 87,2} = 866 \text{ хв}^{-1}$$

Коригуємо частоту обертання по паспорту верстата мод. 1Б265 і встановлюємо дійсну $n_d=924 \text{ хв}^{-1}$.

Дійсна швидкість різання становить:

$$V_o = \frac{\pi \cdot D \cdot n_o}{1000} = \frac{3,14 \cdot 87,2 \cdot 924}{1000} = 253 \text{ м/хв.}$$

Визначаємо силу різання за формулою:

$$P_z = 10 C_p t^x S^y V^n K_p$$

По табл. 22 [14]: $C_p=300$, $x=1$, $y=0,75$, $n=-0,15$.

$$K_p = K_{Mp} K_{\varphi p} K_{\gamma p} K_{\lambda p} K_{rp}$$

По табл. 9 [14]: $K_{Mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750}\right)^n = \left(\frac{600}{750}\right)^{0,75} = 0,85$

По табл. 23 [14]: $K_{\varphi p}=1,0$; $K_{\gamma p}=1,25$; $K_{\lambda p}=1,0$; $K_{rp}=0,93$.

Отже $K_p=1,25 \cdot 0,93 \cdot 0,85=0,99$.

Тоді, сила різання дорівнює:

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 0,2^1 \cdot 0,31^{0,75} \cdot 253^{-0,15} \cdot 0,99 = 107H \approx 10,7 \text{ кг}$$

Потужність, що виникає при різанні, визначаємо за формулою:

$$N = \frac{P_z V}{1020 \cdot 60} = \frac{10,7 \cdot 253}{1020 \cdot 60} = 0,04 \text{ кВт.}$$

Основний технологічний дорівнює:

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot S}$$

де i – кількість робочих ходів; $i=1$;

L – довжина робочого ходу різця; $L=l+y+\Delta=50,0+3+3=56$ мм.

y – врізання;

Δ - перебіг різця; $\Delta=1..3$ мм, приймаємо $\Delta=3$ мм.

Отже

$$T_o = \frac{56 \cdot 1}{924 \cdot 0,31} = 0,19 \text{ хв.}$$

Аналогічно виконуємо розрахунок режимів різання і для інших переходів.

Результати розрахунків заносимо в таблицю 4.8.

Таблиця 4.6. – Режими різання

Найменування переходу	t, мм	l _{різ} , мм	T, хв	S, мм/об	n, об/хв	V, м/хв
1	2	3	4	5	6	7
<i>Токарна</i>						
Підрізання торця	1,4	27,5	0,001	0,3	217	83
Розточування фаски	0,1	14,8	0,07	0,5	217	60,3
Точіння чорнове зорнішне	1,0	14,8	0,25	0,5	217	79,4
Підрізання торця	1,4	12,2	0,001	0,08	269	91,2
Підрізання упорного борта	0,8	12,2	0,001	0,08	269	106,8
Розточування отвору	0,2	56,0	0,64	0,31	269	73,8
Точіння поверхні малого борта	2,1	56,0	0,17	0,31	269	88,3
Розточування отвору	1,8	56,0	0,65	0,31	269	75,3
Точіння поверхні дорожки кочення	0,2	56,0	0,66	0,31	269	98,7
Розточування фаски	2	56,0	0,04	0,31	269	78,7
Точіння поверхні дорожки кочення	1,7	56,0	0,66	0,31	269	97,2
Розточування отвору	0,47	56,0	0,66	0,31	269	75,6
Підрізання торця	0,4	9,5	0,001	0,06	269	88,3
Розточити радіусну фаску	2,4	56,0	0,06	0,31	269	80,2
Підрізання торця	1,4	20,5	0,001	0,13	338	106,8
Підрізання упорного борта	2,4	20,5	0,001	0,13	338	106,8
Розточування фаски	1,5	47,0	0,06	0,26	338	81,6
Точіння зовнішньої поверхні упорного борта	1,7	47,0	0,18	0,26	338	105,2
Підрізання торця	0,43	19,5	0,001	0,13	338	105,2

Продовження таблиці 4.6.

1	2	3	4	5	6	7
Точіння зовнішньої поверхні упорного борта	0,5	47,0	0,18	0,26	338	104,7
Точіння фаски	0,7	47,0	0,01	0,26	338	104,7
Точіння поверхні дорожки кочення	0,3	47,0	0,68	0,26	338	97,4
Точіння канавки	0,6	1,8	0,02	0,02	338	88,3
Розточування фаски	3,1	47,0	0,09	0,26	338	84,8
Точіння канавки	1,6	47,0	0,02	0,26	338	97,4
Шліфувальна Шліфування торців	0,1	25	0,32	0,06	3800	50
Шліфування торців	0,08	25	0,28	0,05	12000	30
Шліфування зовнішнє	0,03	47	0,27	0,06	3800	50
Шліфування зовнішнє	0,1	22	0,44	0,5	3800	30
Шліфування внутрішнє	0,1	56	0,44	0,05	12000	50
Шліфування внутрішнє	0,05	56	0,33	0,03	12000	30
Шліфування зовнішнє	0,036	47	0,24	0,03	12000	30

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

В даній кваліфікаційній роботі проведена модернізація багатошпindelного токарного автомата мод. 1Б265 з метою вдосконалення самоналагоджувального приводу затиску. Запропонований механізм затиску дозволить затискати горячекатані прутки із допуском на діаметр 0,3–0,5 мм, внаслідок чого буде зменшено собівартість отриманої продукції і збільшено довговічність усього механізму затиску. Також в роботі запропоновано оригінальну конструкцію гідромеханічного приводу затиску. Спроектована муфта підводу рідини до гідромеханічного приводу затиску. Розроблений технологічний процес для обробки на багатошпindelному токарному автоматі 1Б265 деталі типу “кільце”.

Дані дослідження і розробки можуть бути впроваджені в навчальному процесі при викладанні фахових дисциплін зі спеціальності 131 Прикладна механіка, а також на машинобудівних підприємствах, де використовуються пруткові верстати-автомати та напівавтомати.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кваліфікаційна робота: методичні вказівки до оформлення кваліфікаційних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти всіх освітніх програм денної та заочної форм навчання / уклад. Н.В. Ковальчук, Ю.Г. Фесіна, І.Л.Заблоцька Луцьк : ЛНТУ, 2023. 46 с.
2. Nataliya Zubovetska, Yurii Fedorus', Volodymyr Shvabyuk, Rostyslav Redko; To the problem of developing a methodology for the frequency analysis of spindle runout. AIP Conf. Proc. 1 November 2023; 2840 (1): 040007. <https://doi.org/10.1063/5.0169334>
3. Редько Р.Г. Дослідження та вдосконалення конструкції виконавчих вузлів багатошпindelного токарного напівавтомату для обробки шестерень / Р.Г.Редько, П.М. Цюпа, Р.П. Приступа // Студентський науковий вісник. Серія «Технічні науки». Науковий збірник. Випуск 47. – Луцьк: ІВВ ЛНТУ, 2022. - С. 266-272.
4. Редько Р.Г. Оптимізація параметрів шпindelного вузла / Редько Р.Г., Цюпа П.М. // Тези II студентської науково-технічної конференції факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ – 2022 р. – С. 24-27.
5. Redko, R., Zabolotnyi, O., Redko, O., Savchuk, S., Kovalchuk, V.: Improvement of Manufacturing Technology and Recovery of Clamping Collets for Lathe Automats. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham (2020).
6. Агрегатно-модульне технологічне обладнання: у 3-х част. Під ред. Ю.М. Кузнецова. Навч. посібник для ВНЗ. – Кіровоград, 2003 р.
7. Валявський І.А., Крижанівський В.А. Графічне моделювання робочого простору верстата-гексапода // Зб. наукових праць КДТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / Вип. 13. – Кіровоград, 2003. – с. 230-235.

8. Дмитрієв Д.О. Кінетостатичний аналіз каркасних компонок верстатів з механізмами паралельної структури // Науковий журнал "Технологічні комплекси" №2, 2010. – с. 40-45.

9. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. /Під ред. Ю.М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

10. Крижанівський В.А., Кузнєцов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою.- Кіровоград, 2004. - 449с.

11. Кузнєцов Ю.М. Світові тенденції і перспективи розвитку верстатобудування в Україні // Збірник наукових праць за матеріалами науково-методичної конференції "Проблеми фізико-математичної і технічної освіти і науки України в контексті євроінтеграції (Вища освіта-2006)".- К.: НПУ ім. М.П. Драгоманова, 2007. – с.45 -55.

12. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Візуалізація формоутворюючих рухів механізмами паралельної структури в верстатах нових компонок // Вісник ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008, № 1, – с. 61-70.

13. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Моделювання технологічних рухів в верстатах з паралельною кінематикою при обробці складно-профільних поверхонь // Зб. наукових праць НТУ "ХП" "Сучасні технології в машинобудуванні", вип. 1, 2008. – с. 81-89.

14. Кузнєцов Ю.М., Дмитрієв Д.О. Програмно-математичний апарат керування виконавчим органом багатокординатних верстатів нових компонок // Автоматика, автоматизація, електричні комплекси і системи. – Херсон. Вид. ХНТУ, №1(21), 2008. – с.162-169.

15. Кузнєцов Ю.М., Самойленко О.В. Математичне моделювання процесу обробки полігональних поверхонь на токарному верстаті методом кінематичного налагодження // Наукові нотатки. Міжвуз. збірник за напрямом "Інженерна механіка", Луцьк, 2007, №20. – С. 232...238.

16. Кузнєцов Ю.М., Самойленко О.В. Обробка полігональних поверхонь: теорія і практика. Монографія. – К.: ТОВ "ГНОЗІС", 2008. – 193 с.
17. Кузнєцов Ю.М., Самойленко О.В. Полігональні поверхні в машинобудуванні та нові способи їх обробки // Вісник Національного технічного університету України "КПІ". Машинобудування. – 2001. – № 41. – С. 38...46.
18. Кузнєцов Ю.М., Самойленко О.В., Валід Алі Рамадан. Модернізація багатопшпіндельного токарного автомату мод. 1Б240-6 для виготовлення деталі з шестигранним отвором // Технологічні системи. Наукові розробки і результати досліджень. – 2002. – №2 (13). – С. 81...84.
19. Самойленко О.В. Вдосконалення токарних верстатів для обробки полігональних поверхонь методом кінематичного налагодження / Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – К., 2006. – 195 с.
20. Самойленко О.В. Дослідження пристроїв для обробки полігональних глухих отворів невеликих розмірів // Промислова гідравліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця: ВДАУ, 2007. – Вип. 1(15). – С. 105...109.
21. Bing Li . Xiaoping Hu . Hao Wang Analysis and simulation for a parallel drill point grinder. Part 2: grinding kinematic modeling and simulation // Int J Advanced Manufacturing Technology (2006) 30: P. 221–226.
22. Huang Q., Hadeby H., Sohlenius G. Connection Method for Dynamic Modelling and Simulation of Parallel Kinematic Mechanism (PKM) Machines //Int I Adv Manuf Technol (2002) 19:163 – 173, 2002. Springer – Verlag, London, Limited.