

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Розроблення та дослідження приводу затиску від шпинделя
мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм-61
спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

Буковський І.О.

(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Буховець В.М.

(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри Крупа В.В.

(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2023

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

Крупа В.В.

(підпис) (прізвище та ініціали)

« » _____ 2023 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістр

(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва спеціальності)

студенту Буковському Івану Олександровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розроблення та дослідження приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстат з ЧПК

Керівник роботи Буховець Валерій Миколайович, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «16» 11 2023 року № 4/7-1063 2. Термін подання студентом завершеної роботи 16.12.2022р.

3. Вихідні дані до роботи Матеріали по приводах затиску токарних верстатів з ЧПК; конструкторська документація по мехатронних приводах головного руху токарних верстатів з ЧПК; матеріали наукових робіт в області приводів затиску токарних верстатів

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналітичний розділ

2. Дослідно-проектний розділ

3. Науково-дослідна частина

4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Узагальнена структурно-функціональна схема ЗМ

2. Схеми приводів затиску токарних верстатів

3. Аналіз конструкцій приводів затиску токарних верстатів з ЧПК

4. Кінематична схема токарного верстата з ЧПК з електромеханічним приводом затиску

5. Мехатронний привід головного руху токарного верстата з ЧПК (складальне креслення)

6. Електромеханічний привод затиску від шпинделя приводу головного руху (складальне креслення)

7. Математична модель процесу затиску-розтиску в затискному механізмі з електромеханічним приводом затиску від шпинделя

8. Результати моделювання енергетичного балансу затискного механізму з електромеханічним

приводом затиску від шпинделя у процесі затиску

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	к.т.н., асистент Сенік А.А.		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	ст. викладач Клепчик В.М.		
Нормоконтроль	к.т.н., доцент Кобельник В.Р.		

7. Дата видачі завдання 20.11.2023р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Аналіз проблематики кваліфікаційної роботи	Тиждень 1	
2.	Аналіз конструкцій приводів затиску токарних верстатів з ЧПК	Тиждень 2	
3.	Огляд існуючих досліджень і розробок по приводах затиску токарних верстатів	Тиждень 2	
4.	Постановка мети і завдань дослідження	Тиждень 2	
5.	Проектування конструкції приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху	Тиждень 3	
6.	Розробка конструкції електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху	Тиждень 3	
7.	Моделювання процесу затиску-розтиску в затискному механізмі з електромеханічним приводом затиску від		

У кваліфікаційній роботі вирішено важливу науково-прикладну задачу розроблення енергоефективного приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК та дослідження втрат енергії в його механічній частині в залежності від інерційних і кінематичних параметрів, сил тертя та осьової сили приводу.

Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик електромеханічного приводу затиску та перевірочні розрахунки його елементів. Приведено структурну схему затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та його розрахункову схему для аналізу енергетичного балансу. Розроблено математичну модель для визначення загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску. За допомогою розробленої математичної моделі проведено моделювання втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в залежності від осьової сили приводу затиску, кінематичних параметрів та коефіцієнта тертя у гвинтовій парі.

ANNOTATION

Bukovskyi I.O. «Development and investigation of the clamping drive from the spindle of the mechatronic module for the main motion of a CNC lathe». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2023.

The qualification work solved an important scientific and applied problem of developing an energy-efficient clamping drive from the spindle of the mechatronic module of the main movement of a CNC lathe and researching energy losses in its mechanical part depending on inertial and kinematic parameters, friction forces and axial force of the drive.

The calculation of the kinematic and power characteristics of the electromechanical clamp drive and verification calculations of its elements were carried out. The structural diagram of the clamping mechanism with the electromechanical clamping drive from the spindle and its

calculation scheme for energy balance analysis are given. A mathematical model was developed to determine the total energy losses in the mechanical part of the electromechanical clamp drive from the spindle during the clamping process. With the help of the developed mathematical model, simulation of energy losses in the mechanical part of the electromechanical clamp drive from the spindle during the clamping process was carried out depending on the axial force of the clamp drive, kinematic parameters and the coefficient of friction in the screw pair.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ	7
1.1. Структурно-функціональна схема затискного механізму токарного верстата	7
1.2. Класифікація приводів затиску токарних верстатів	9
1.3. Аналіз конструкцій приводів затиску токарних верстатів з ЧПК	11
1.3.1. Приводи затиску з геометричним замиканням механічного типу	11
1.3.2. Гідравлічні приводи затиску із силовим замиканням	14
1.3.3. Електромеханічні приводи затиску із силовим замиканням	19
1.4. Огляд існуючих досліджень і розробок по приводах затиску токарних верстатів	32
1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження	35
2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	40
2.1. Мехатронний модуль головного руху токарного верстата з ЧПК	40
2.2. Конструкція та принцип роботи електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху	41
2.3. Проектування конструкції приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху	43
2.3.1. Кінематичні і силові характеристики електромеханічного приводу затиску	43
2.3.2. Розрахунок передачі гвинт-гайка електромеханічного приводу затиску	45
2.3.2.1. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання	45
2.3.2.2. Розрахунок елементів передачі гвинт-гайка на міцність	46
2.3.3. Розрахунок зчипної зубчастої муфти	48
2.3.4. Розрахунок нерухомого шліцьового з'єднання шпинделя та стакана із зубчатим вінцем	49
2.4. Висновки по розділу 2	51
3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	53
3.1. Структурна схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя	53
3.2.	

Моделювання процесу затиску-розтиску в затискному механізмі з електромеханічним приводом затиску від шпинделя	55
3.2.1. Розрахункова схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя	55
3.2.2. Кінематичні характеристики затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя	56
3.2.3. Енергетичний баланс електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску	57
3.2.4. Дослідження енергетичного балансу електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску	60
3.3. Висновки по розділу 3	63
4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	65
4.1. Вимоги безпеки до токарного верстата з ЧПК з точки зору охорони праці	65
4.2. Небезпечні зони і заходи по забезпеченню безпечної роботи токарного верстата з ЧПК	67
4.3. Оцінка психофізіологічних та ергономічних факторів та вимоги до організації робочого місця оператора токарного верстата з ЧПК	68
4.4. Прогнозування можливих надзвичайних ситуацій біля підприємства, їх характеристика	71
4.5. Методи забезпечення захисту працівників підприємства у надзвичайних ситуаціях	72
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	77
ДОДАТКИ	80

ВСТУП

Цифрове виробництво, основу якого складають кіберфізичні системи, все більше і більше впроваджується у сучасне машинобудування. Технологічне обладнання та оснащення, матеріали і продукти є активними системними компонентами в цих системах та самостійно управляють своїми технологічними і логістичними процесами.

Здатність швидко і гнучко перенастроювати автоматизоване технологічне обладнання є одним із важливих напрямків «розумного» машинобудівного виробництва. Мехатронні модулі головного руху із механізмами затиску суттєво впливають на гнучкість токарних верстатів з ЧПК та точність і продуктивність токарної обробки.

Дуже перспективним є використання електричного приводу у механізмах затиску токарних верстатів з ЧПК, які на відміну від гідравлічних мають наступні переваги: низьке енергоспоживання; компактність; легкість контролю та регулювання силу затиску; екологічність, менша потреба у технічному обслуговуванні.

Зменшення складності і вартості електромеханічних приводів затиску можливе за рахунок нових концепцій енергоефективних мехатронних затискних пристроїв із використанням в якості джерела механічної енергії двигуна приводу головного руху.

Тому розроблення та дослідження енергоефективних електромеханічних приводів затиску затискних механізмів для токарних верстатів з ЧПК з використанням в якості джерела механічної енергії двигуна приводу головного руху є актуальною науково-практичною задачею.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СТАНУ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

1.1. Структурно-функціональна схема затискного механізму токарного верстата

Для отримання потрібної точності і продуктивності формоутворення на токарних верстатах з ЧПК повинен забезпечуватися координатний зв'язок елементів і збереження положення заготовки при різних збуреннях. Задане положення заготовки в системі координат верстата забезпечується за допомогою затискних механізмів (ЗМ). В автоматичному циклі верстата ЗМ виконує функцію затиску-розтиску і утримання об'єкта закріплення в затиснутому стані

під час процесу різання [1, 2].

Механізований ЗМ як система складається із наступних елементів (рис.1.1): джерело енергії 1, командний пристрій 2, силовий пристрій 3, який через передавальні елементи 4 і виконавчий пристрій 5 забезпечує затиск [1, 2]. В більшості конструкцій ЗМ ці елементи індивідуально відокремлені. Але існують конструкції ЗМ в яких силовий пристрій, передавальні елементи і виконавчий пристрій бувають об'єднаними.

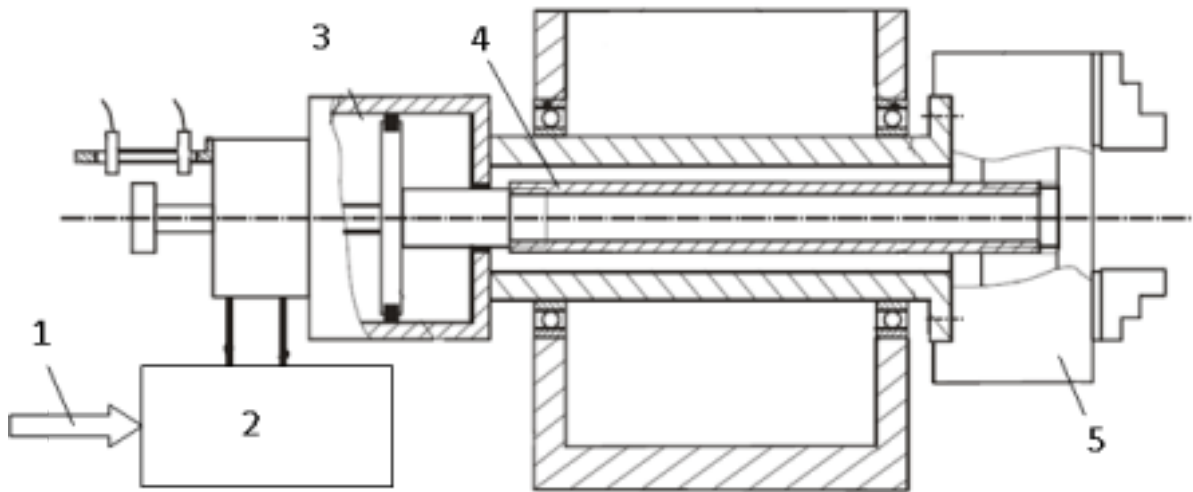


Рис.1.1. Типова схема механізованої системи ЗМ

Аналіз показав [1-3], що незалежно від призначення схеми роботи і конструктивного виконання системи ЗМ мають загальну структурну і функціональну схеми (рис. 1.2), які включають джерело і перетворювач енергії (ПЕ) в рушійні сили (моменти), вузол управління (ВУ), привод (Пр) з передавально-підсилювальними механізмами (ППМ), пружною (ПЛ) і регулювальною ланками (РЛ) для передавання рушійної сили чи моменту на виконавчий механізм (патрон (П)), який перетворює її в силу затиску, що безпосередньо діє на деталь чи декілька деталей.

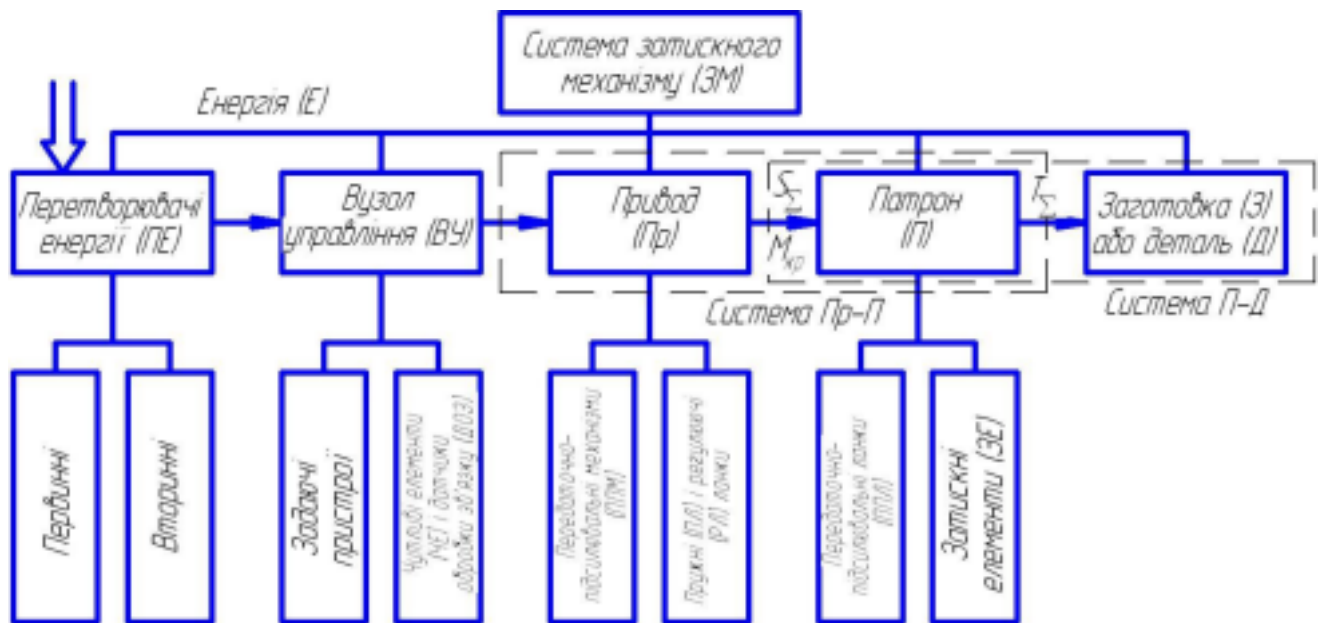


Рис.1.2. Узагальнена структурно-функціональна схема ЗМ

Патрон складається із передавально-підсилювальних ланок (ППЛ) і затискних елементів (ЗЕ), розташованих в одному чи декількох місцях.

Передавально-підсилювальний механізм можна назвати передавально перетворювальним (ППМ), оскільки він перетворює сили і переміщення (сили збільшує, переміщення зменшує) [1-3]. В будь-якій системі ЗМ є підсистеми, основними з яких є підсистеми привод-патрон (Пр-П) і патрон-деталь (П-Д), кожна з яких, в свою чергу, може мати багато ланок і бути складною [1-3].

З позиції системного підходу ЗМ як технічну систему можна представити на різних рівнях ієрархії, що складається із підсистем різних рівнів [1-3], тобто

складна структура системи ЗМ має багаторівневе ієрархічне ділення на більш прості елементи.

1.2. Класифікація приводів затиску токарних верстатів

Класифікація приводів затиску в залежності від джерел енергії, призначення, конструктивного виконання і довжини циліндричної заготовки, яку затискають, характеру замикання силового пристрою приведена на рис.1.3. [1-3].

КЛАСИФІКАЦІЯ ПРИВОДІВ ЗАТИСКУ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ

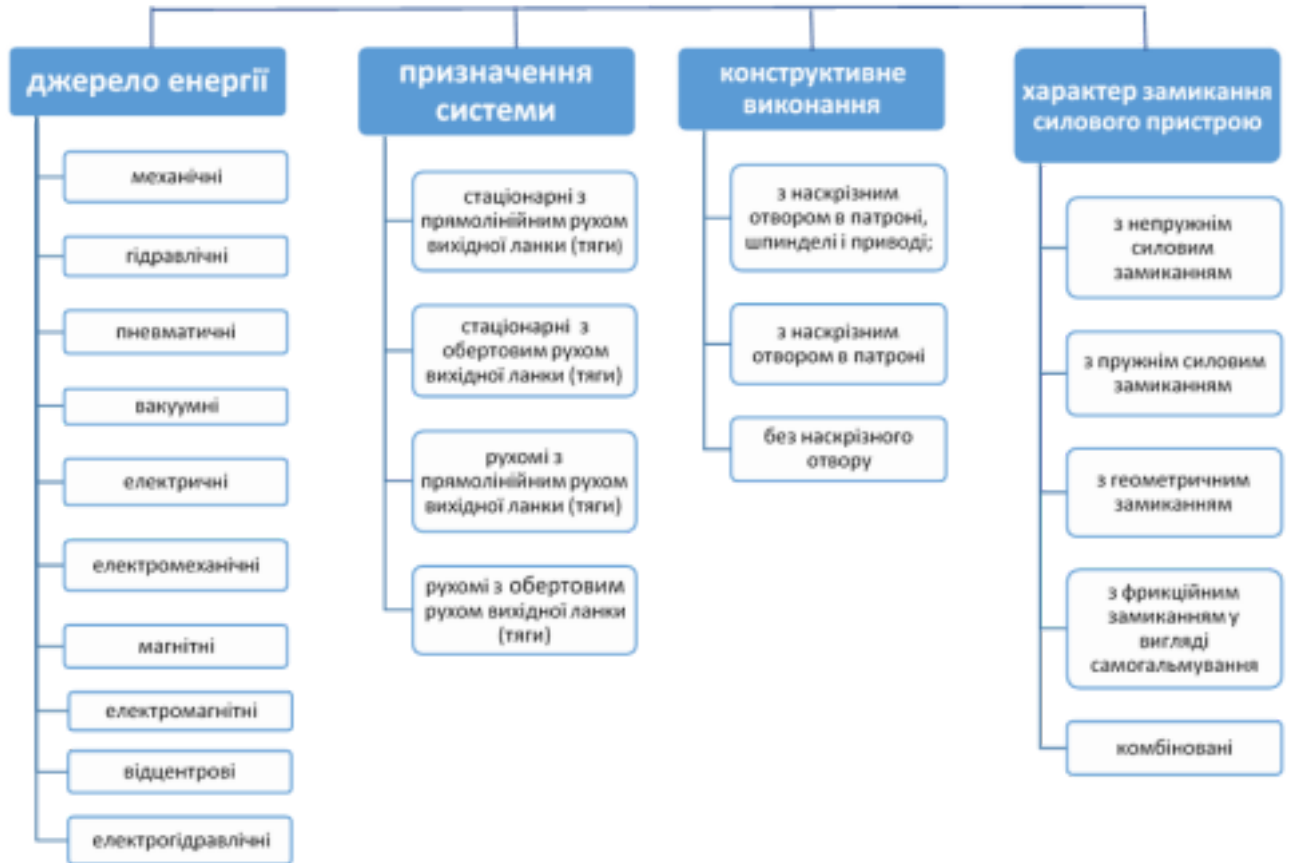


Рис.1.3. Класифікація приводів затиску токарних верстатів

У приводах затиску з непружним силовим замиканням діють зовнішні сили протягом всього періоду роботи приводу затиску в затиснутому стані, тобто силовий контур ЗМ відкритий і завжди зв'язаний з джерелом і перетворювачами енергії. У приводах затиску з пружним силовим замиканням

9

силове замикання здійснюється за рахунок потенціальної енергії стиснутої при розтиску пружної ланки у вигляді пружини або пакету тарілчастих пружин (рис.1.4,а). Принцип роботи приводів затиску з геометричним замиканням полягає в тому, що сила затиску визначається натягом (пружною деформацією) ланцюга, відключеного від привода, в сторону об'єкта закріплення (рис.1.4,б); Приводи затиску з фрикційним замиканням у вигляді самогальмування (рис.1.4,в) працюють за рахунок самогальмування (заклинювання), яке забезпечується геометрією передавальних ланок і забезпечує зростання сили тертя з відключенням навантаження від привода після досягнення потрібної величини сили затиску. Комбіновані приводи затиску поєднують в собі різні

типи змикання: силове, геометричне і фрикційне (рис.1.4,г).

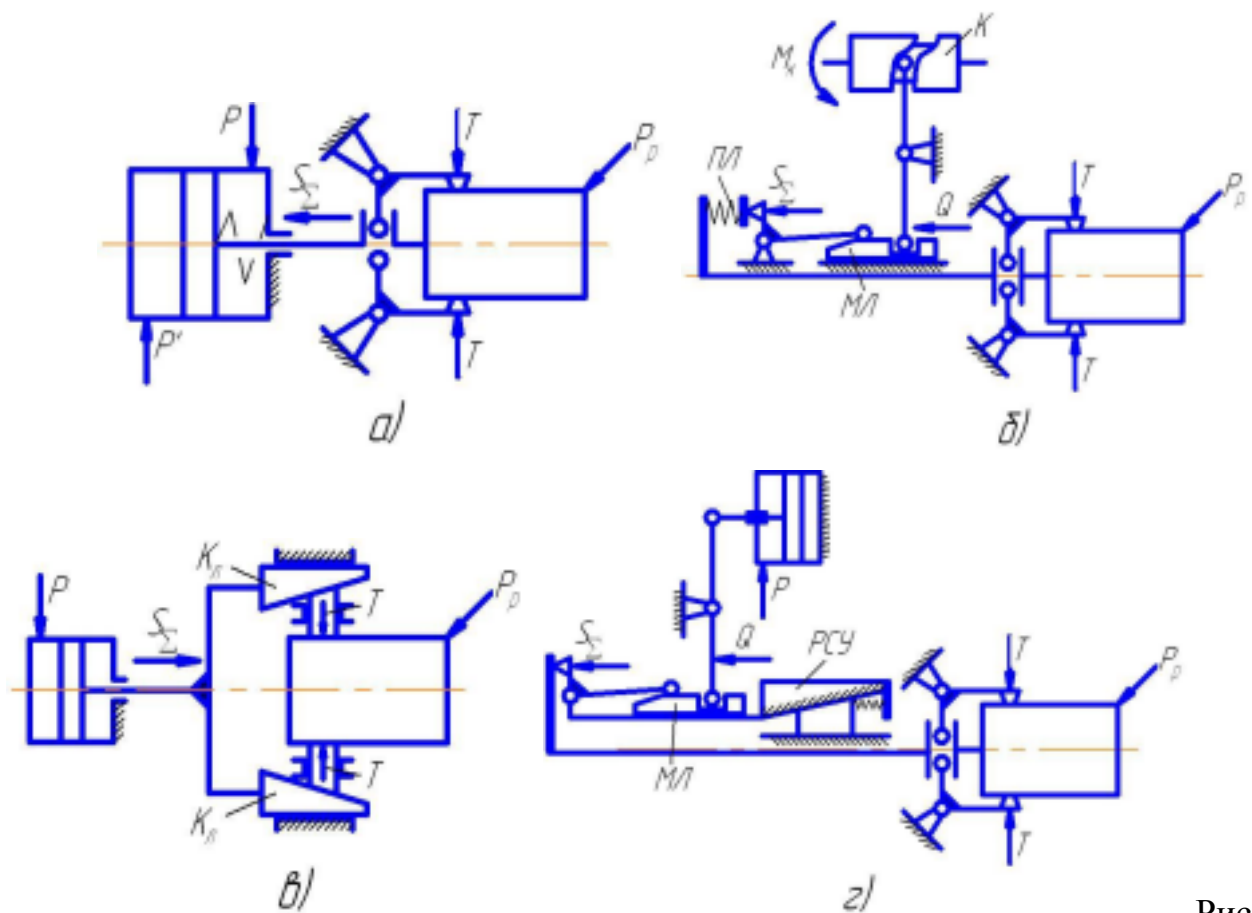


Рис. 1.4. Схеми приводів затиску токарних верстатів: а) – з силовим замиканням; б) – з геометричним замиканням; в) – з самогальмуванням; г) – комбіновані

Приводи затиску з геометричним і фрикційним замиканням більш економічні, оскільки мають закритий силовий контур, відключений від джерела

енергії. Геометричне замикання у приводах затиску здійснюється за рахунок геометричної форми деталей – кулачків і муфт затиску, які мають фасонну ділянку з підйомом і ділянку постійного радіусу або висоти, на якій проходить замикання [1-3]. Геометричне замикання може бути жорстким, тобто без додаткової пружної ланки і пружним, тобто з додатковою пружною ланкою ПЛ (рис.1.4,б), яка має лінійну чи нелінійну характеристику. Основними перевагами геометричного замикання є швидкодія, економічність і надійність, а недоліками – короткий хід штока або труби затиску і нестабільність сили затиску, яка залежить від відхилень діаметрів деталей, які затискаються, і жорсткості ланок ЗМ [1-3].

У приводах затиску з фрикційним замиканням (самогальмуванням) ці недоліки відсутні, оскільки вони мають в приводі самогальмівні гвинтові, черв'ячні і клинові передачі (рис.1.4,в) або виконуються у вигляді фрикційних муфт [1-3]. Основними перевагами таких приводів затиску є великий хід і постійна (регламентована) сила затиску, обмежена запобіжною ланкою, недоліком – недовговічність самогальмівних елементів, пов'язана зі зношенням [1-3].

Комбінований привід затиску з сило-геометричним замиканням постійної структури і з рухомим самогальмівним упором змінної структури, приведений на рис.1.4,г.

До приводів затиску змінної структури відносяться самоналагоджувальні, багатофункціональні, з автоматичним регулюванням характеристик і автоматичним перемиканням кінематичних ланцюгів [1-3].

1.3. Аналіз конструкцій приводів затиску токарних верстатів з ЧПК

1.3.1. Приводи затиску з геометричним замиканням механічного типу

Кулачкові приводи затиску з геометричним замиканням використовуються в токарних автоматах з ЧПК.

11

Ведучою ланкою кулачкових приводів затиску з геометричним замиканням представляє собою кулачок, як правило барабанного типу. Якщо конфігурація його така, що в замкненому стані підтримується стійка рівновага системи, то відносне положення ланок при цьому зберігається за рахунок сил тертя без прикладення зовнішніх сил [1-3].

Широке застосування приводів з геометричним замиканням обумовлено наступними їх перевагами: енергетична економічність; безпека при аварійному відключенні джерела енергії в період, коли заготовка затиснута; можливість отримання великих зусиль затиску заготовки при малих габаритах, оскільки зусилля в системі розвиваються за рахунок пружної деформації її ланок;

зручність суміщення приводу затиску з шпindelьним вузлом; швидкодія, яка досягається завдяки малим масам і переміщенням деталей приводу [1-3].

Приводи затиску з геометричним замиканням мають основний недолік: нестабільність діаметрального розміру заготовки породжує нестабільність сумарної деформації всіх ланок при замиканні і, як наслідок, нестабільність сили затиску заготовки [1-3].

Привід затиску з жорстким геометричним замиканням (рис.1.5) містить кулачок 1, розміщений на розподільчому валу, який через важільну передачу 2 передає поступальне переміщення муфті 3 [1]. Муфта 3 за рахунок фасонного профілю приводить в рух важелі 5, а вони в свою чергу – конусну втулку 7. Втулка 7, наїжджаючи на цангу 8, яка упирається в гайку 9, нагвинчену на шпindelь, забезпечує затиск деталі 10. В приводі таких механізмів пружна ланка взагалі відсутня або виконується в вигляді компенсатора 4 з лінійною характеристикою. Розтиск деталі відбувається за рахунок пружності пелюсток цанги 8 і пружини 6.

Привід затиску з пружним геометричним замиканням має додаткову пружну ланку, що може мати лінійну і нелінійну характеристику. Система затискного механізму може мати декілька елементів з геометричним замиканням, наприклад, кулачок на розподільчому валу і муфту на шпindelі. Привід затиску

(рис.1.6.) містить кулачок 1, важільну передачу 2, повзун

12
затиску 3 і вилку 4, які переміщуються по скалках, встановленим в шпindelьному барабані [1]. Кожний шпindelь має муфту 7, важелі 8 і пружну ланку 9, яка виконана в вигляді попередньо натягнутого пакету тарілчастих пружин з нелінійною характеристикою. Цанга 6, яка затискає прутки 5, зв'язана з приводом трубою 10.

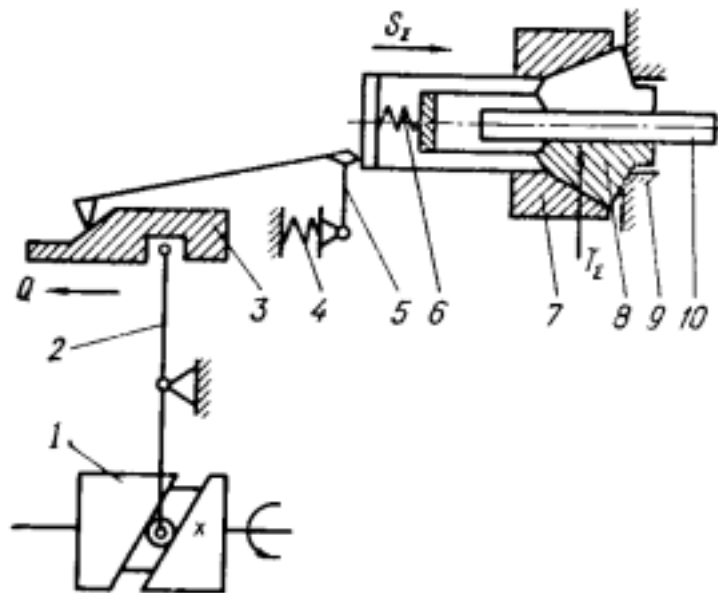


Рис. 1.5. Схема приводу затиску з геометричним із жорстким лінійним компенсатором

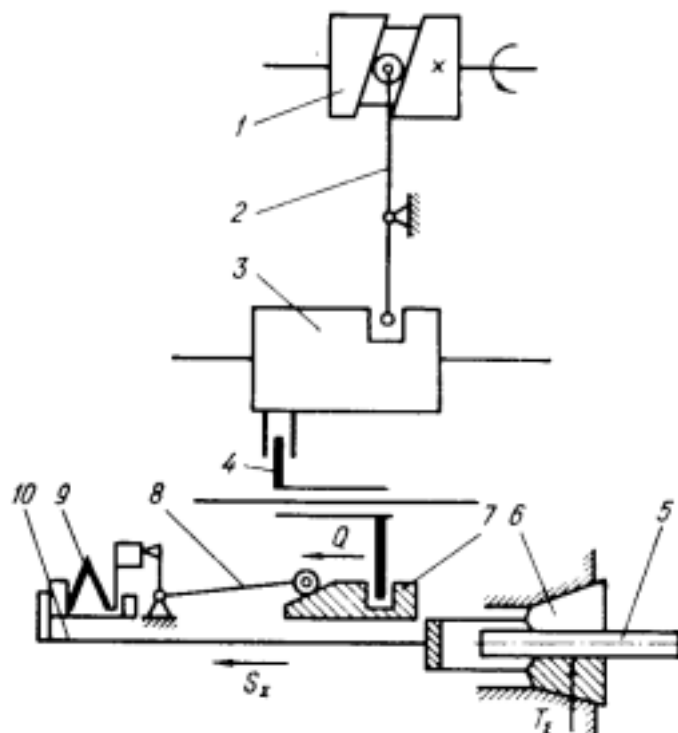


Рис. 1.6. Схема приводу затиску з пружним геометричним замиканням

1.3.2. Гідравлічні приводи затиску із силовим замиканням

Серед різноманіття приводів затиску з силовим замиканням одними з найбільш поширених є гідравлічні приводи затиску. Класифікація гідравлічних приводів затиску токарних верстатів приведена на рис. 1.7 [3].

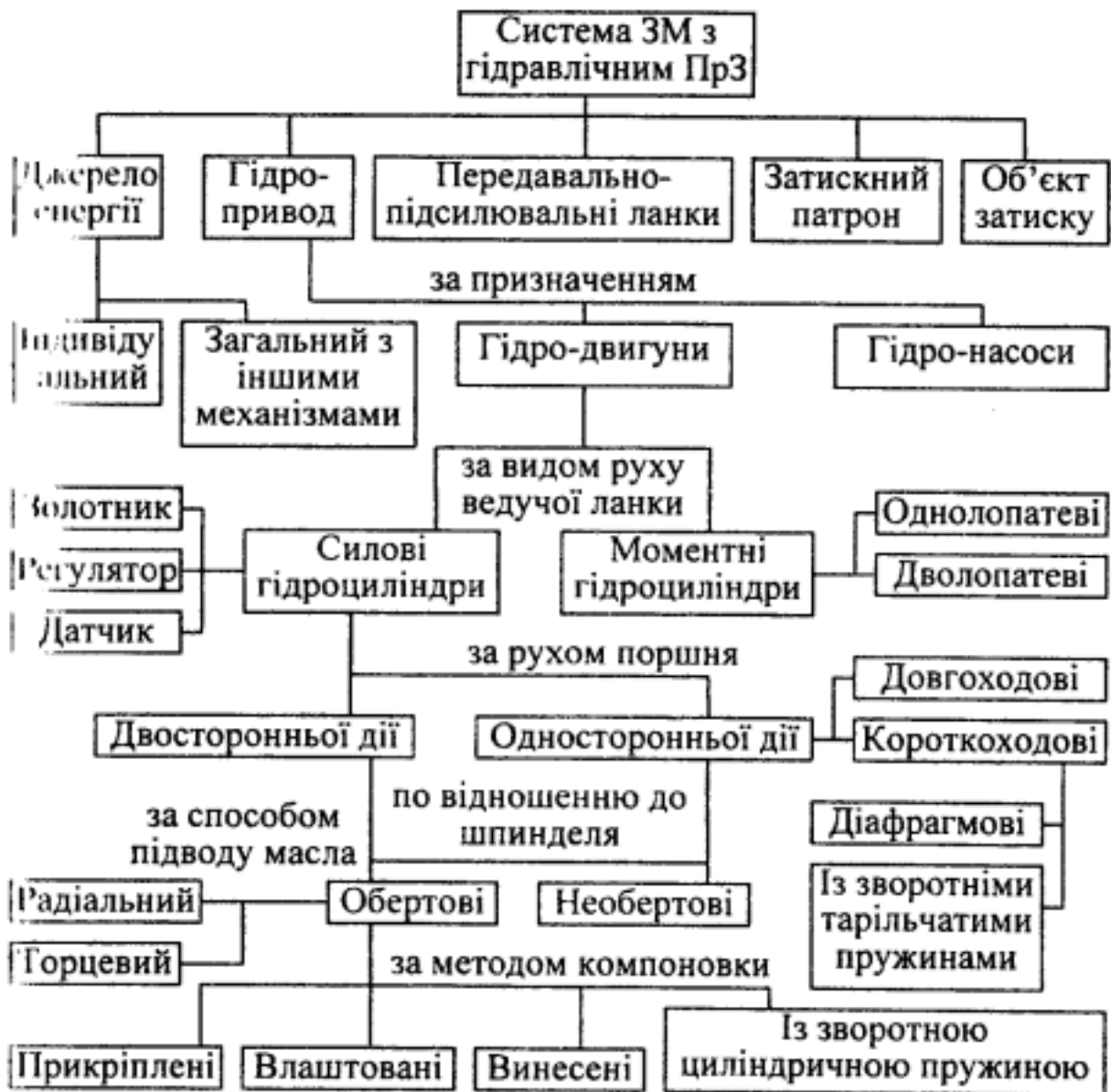


Рис.1.7. Класифікація гідравлічних приводів затиску токарних верстатів

Силовим пристроєм у гідравлічних приводах затиску із силовим замиканням є гідродвигун, в якості якого у більшості випадків виступає обертовий гідравлічний циліндр. Застосування гідравлічного циліндра, розташованого на шпинделі верстата, має певні складності в процесі

експлуатації, які пов'язані із необхідністю введення робочої рідини з гідросистеми в гідроциліндр, що обертається.

Гідравлічний привід затиску із силовим замиканням токарного верстату з ЧПК приведений на рис.1.8. Він складається із обертового гідравлічного циліндра 1, корпус якого за допомогою гвинтів 6 приєднується до шпинделя, та труби затиску 2, один кінець якої з'єднується за допомогою різьби із токарним

патроном, інший – із поршнем обертового гідравлічного циліндра 1. Токарний патрон за допомогою перехідного фланця 4 та гвинтів 5 приєднується до шпинделя токарного верстата.

1 2 3

6 5 4

Рис. 1.8. Гідравлічний привід із силовим замиканням

Для затиску заготовки кулачки затискного патрона приводяться в дію через трубу затиску 2 при подачі рідини у праву порожнину обертового гідроциліндра 1. Розтискання заготовки здійснюється при подачі рідини у ліву порожнину обертового гідроциліндра. При цьому поршень гідроциліндра під дією тиску рідини переміщається вправо та за допомогою труби затиску розводить затискні кулачки токарного патрона. За допомогою гідравлічної системи проводиться настроювання сили приводу, яку створює обертовий гідроциліндр. Обертові гідроциліндри є уніфікованими вузлами що містять датчики контролю тиску в гідросистемі та датчики контролю положення поршня обертового гідроциліндра [1-3].

15

Основними елементами гідроприводу затиску з обертовим гідроциліндром токарного верстата з ЧПК є насосна установка НУ, обертовий гідроциліндр затиску ЦЗП з гідрозамком ГЗ та кінцевими вимикачами контролю ходу поршня КВ1 і КВ2, гідророзподільник з електричним керуванням Р1, крановий розподільник для зміни напрямку затиску Р8, клапан зусилля затиску з електричним контролем К1, реле тиску РД, манометр М1.

При затиску заготов



ки включається правий електромагніт розподільника Р1 і потік масла рухається від насосної установки НУ по гідролінії 1 через розподільник Р1, гідролінію 2 клапан зусилля затиску К1, гідролінію 3, крановий розподільник для зміни напрямку затиску Р8, гідролінію 4 до обертового гідроциліндра затиску ЦЗП із гідрозамком ГЗ. Зусилля затиску регулюється клапаном К1 і контролюється по манометру М1. Кінцевий вимикач КВ2 виключає можливість включення при воду головного руху верста ту, а кінцевий вимикач КВ2 – якщо діаметр заготовки,

Рис. 1.9. Гідравлічна схема приводу величини (або затиску з обертовим гідроциліндром токарного верстата з ЧПК

що затискається, менше необхідної

заготовка не встановлена взагалі). Напрямок затиску може мінятися на зворотній з допомогою кранового розподільника Р8.

При розтиску деталі включається лівий електромагніт розподільника Р1, в результаті чого напрямок потоку масла міняється. Тоді потік масла рухається від насосної установки НУ по гідролінії 1 через розподільник Р1, гідролінію 6, крановий розподільник для зміни напрямку затиску Р8, гідролінію 5 до

обертового гідроциліндра затиску ЦЗП із гідрозамком ГЗ.

Обертовий гідравлічний циліндр з нерухою маслопідвідною втулкою гідравлічного приводу затиску із силовим замиканням токарного верстату з ЧПК приведений на рис.1.10.

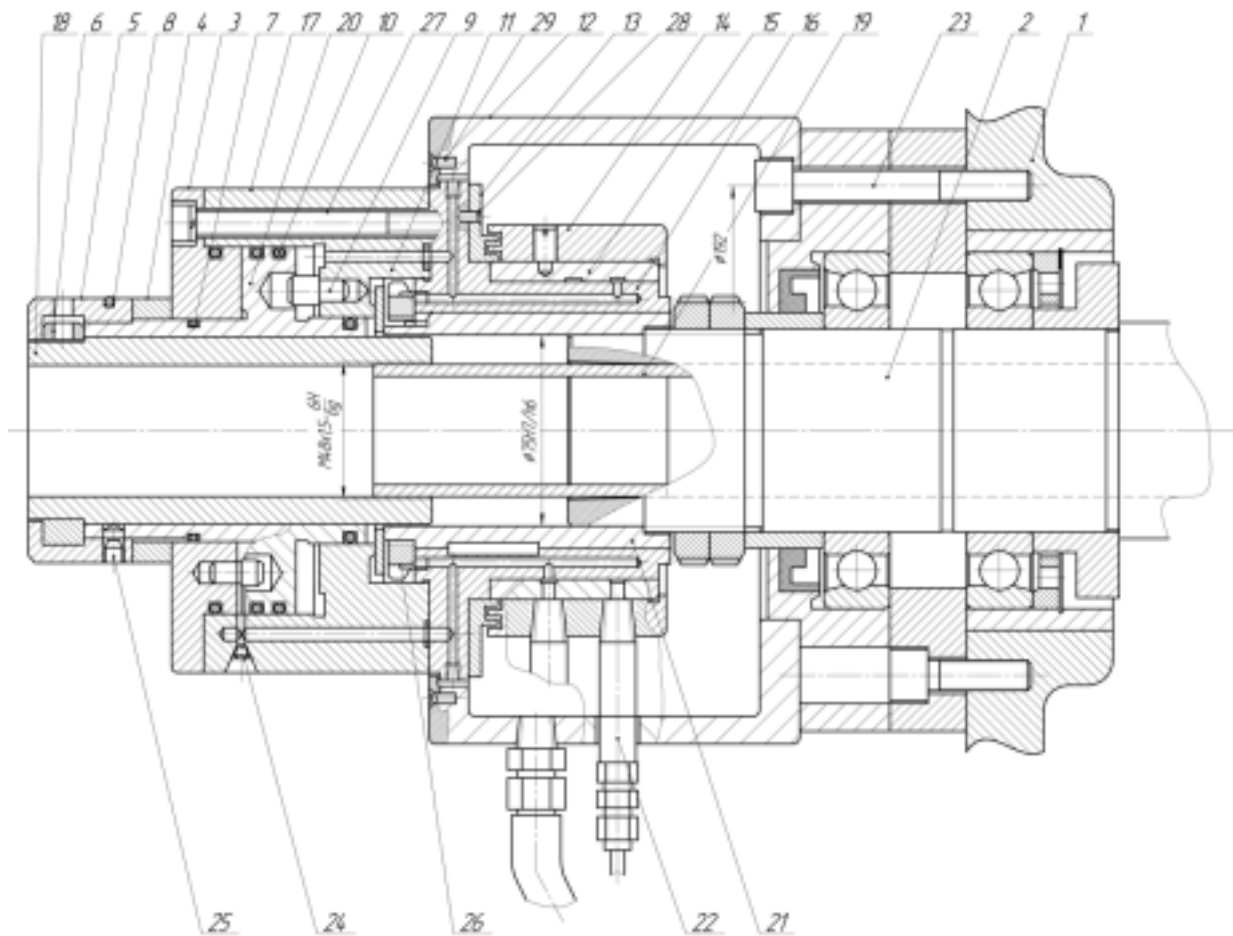


Рис. 1.10. Обертовий гідравлічний циліндр з нерухою маслопідвідною втулкою токарного верстату з ЧПК

Корпус 17 обертового гідравлічного циліндра за допомогою гвинтів 27 приєднаний до шпинделя 2 верстата. В корпусі гідроциліндра розташований

17 поршень 20, який приєднаний до труби затиску 19 через втулку 18. Для забезпечення обертання поршня разом із корпусом обертового гідроциліндра служать пальці 9, встановлені у корпусі. Підвід масла до обох порожнин обертового гідроциліндра здійснюється за допомогою нерухої маслопідвідної втулки 15 із каналами, розташованої всередині корпусу 12, який приєднаний до шпиндельної бабки 1 за допомогою гвинтів 23. З каналів маслопідвідної втулки

робоча рідина подається в праву або в ліву порожнини обертового гідравлічного циліндра через отвори, виконані у нерухомій втулці 16, встановленої на шпинделі верстата 2.

Для затиску некаліброваних прутків або труб великого діаметру іноді створюють гідравлічні приводи, у яких гідроциліндр працює тільки при розтисканні, а затиск здійснюється пружинами (рис.1.11) [4].

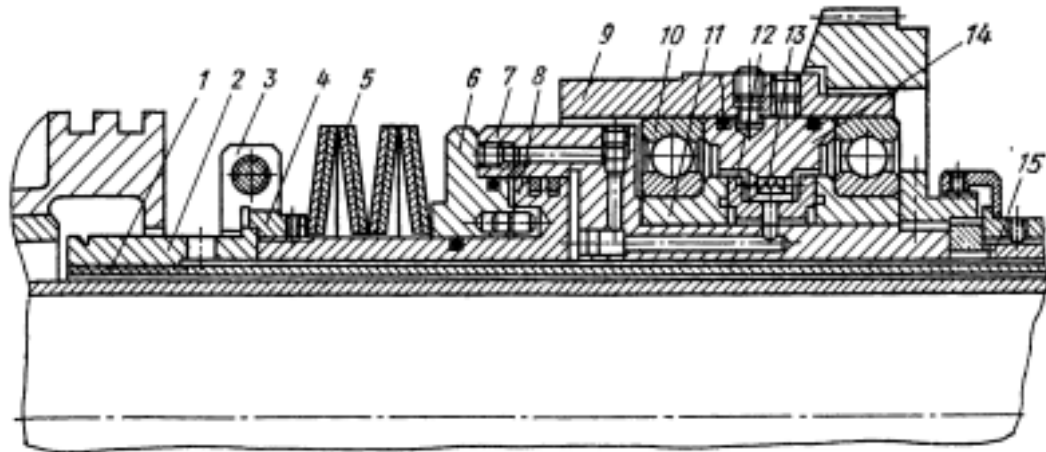


Рис. 1.11. Гідравлічний привід із силовим замиканням тарілчастими пружинами

Гідроциліндр 7, який зв'язаний зі шпинделем 15, цього приводу монтується у корпусі 9 на кулькових підшипниках 10. Затиск прутків (труб) здійснюється двома пакетами тарілчастих пружин 5, які відтискають вліво від кришки 6 гідроциліндра гайки 2, 3, 4 трубу затиску 1. При розтиску масло надходить через ущільнювальний пристрій ліву порожнину гідроциліндра і переміщає поршень 8 разом з трубою 1 вправо; при цьому тарілчасті пружини додатково 5 стискаються. Ущільнення здійснюється тільки по торцевих поверхнях обертових втулок 11 і нерухомих кілець 12. Кільця 12 своїми

18
зовнішніми поверхнями з мінімальним зазором посаджені в отвір нерухомого кільця 14 і від обертання утримуються штифтом. Торцеві поверхні втулок 11 і кільця 12 притискаються один до одного пружинами 13 і маслом, що подається під тиском.

1.3.3. Електромеханічні приводи затиску із силовим замиканням

Використання електричного приводу у механізмах затиску токарних верстатів з ЧПК є дуже перспективним, оскільки на даний час існує попит на екологічно чисту технологію з низьким енергоспоживанням. Такі приводи затиску мають швидку реакцію керування, потребують меншого місця для встановлення та менших об'ємів технічного обслуговування (на відміну від гідравлічних), мають добре сконструйований та вентильований електричний приводний двигун для створення сили приводу затиску та високої швидкості обробки.

Електроприводи можна умовно розділити на дві групи, а саме електромагнітні та електромеханічні приводи. Широке використання в токарних верстатах з ЧПК знайшли електромеханічні приводи затиску.

Електромеханічні приводи затиску мають привідний двигун, механічні перетворювачі енергії, системи вимірювання, контролю та керування. В якості привідного двигуна може використовуватися двигун приводу головного руху або серводвигун. Механічними перетворювачами енергії в більшості випадків служать планетарні і хвильові редуктори та передачі для перетворення обертового руху в зворотньо-поступальний (гвинт-гайка кочення і ковзання, ролик-гвинтові передачі).

Електромеханічні приводи затиску із серводвигунами.

Електромеханічний привід затиску прямої дії з серводвигуном та осьовим переміщенням тяги затиску (рис. 1.12) (патент WO 2006034869) встановлений на шпинделі 1 верстата за допомогою фланця 2 і упорних підшипників 6 і 11.

Корпус електромеханічного приводу нерухомий і прикріплений до

19

шпиндельної бабки за допомогою кронштейна 7. Привод виконує свою функцію керування затискним пристроєм за рахунок осьового переміщення кулькового гвинта 9 при обертанні гайки 8, приєднаної до ротора 3 електродвигуна безщіткового типу 4. При зупиненому шпинделі 1 статор електродвигуна 4 приводить в обертання ротор 3, з'єднаний з ходовою гайкою 8. Це обертання викликає осьове зміщення кулькового гвинта 9, який приводить в дію тягу 12.

Електромеханічний привід оснащений датчиком положення 5 ротора електродвигуна, функцією якого є передача всіх необхідних даних, пов'язаних із положенням шпинделя 1 верстата разом із положенням затискного пристрою, до пристрою ЧПУ верстата. Для забезпечення тільки осьового руху гвинта 9, передбачено пристрій 10, що запобігає його обертанню.

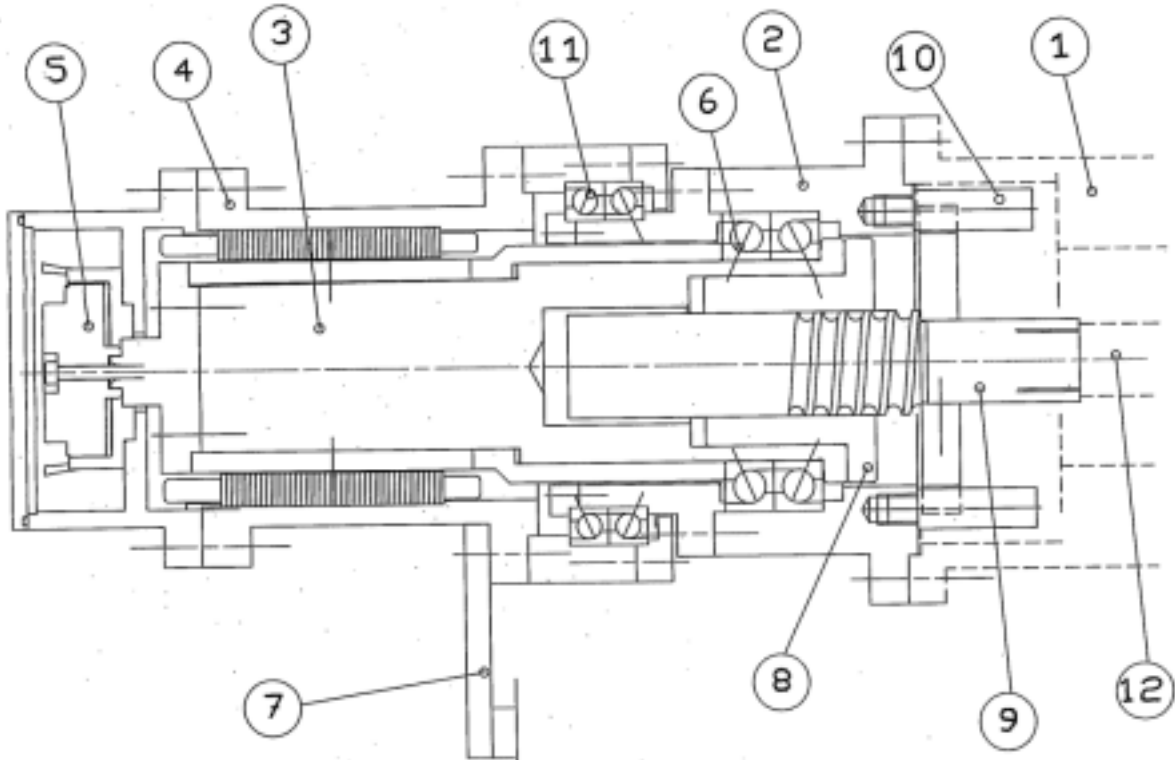


Рис. 1.12. Електромеханічний привід прямої дії з серводвигуном та осьовим переміщенням тяги затиску

Після затиску ротор 3 серводвигуна та шпиндель верстата обертаються з ідеальним синхронізмом, зберігаючи фіксоване положення тяги 12. Таким чином можливе підключення електродвигуна 4 без використання обертових

20
електроприймачів. Керування затискним пристроєм здійснюється через пристрій числового програмного керування верстата. Функцію швидкості шпинделя 1 і силу затиску деталі також можна змінювати безперервно, отримуючи швидку та надійну відповідь від всієї системи. У приводі може бути передбачено запобіжне гальмо, яке запобігає руху в разі зникнення напруги.

Електромеханічний привід затиску прямої дії з серводвигуном та обертовою трубою затиску (рис. 1.13) (патент UA 91154U) встановлений на позаду корпуса шпинделя у фланці 8, в якому розміщено втулку-вал 9 на опорах

10, ротор 11 та статор 12.

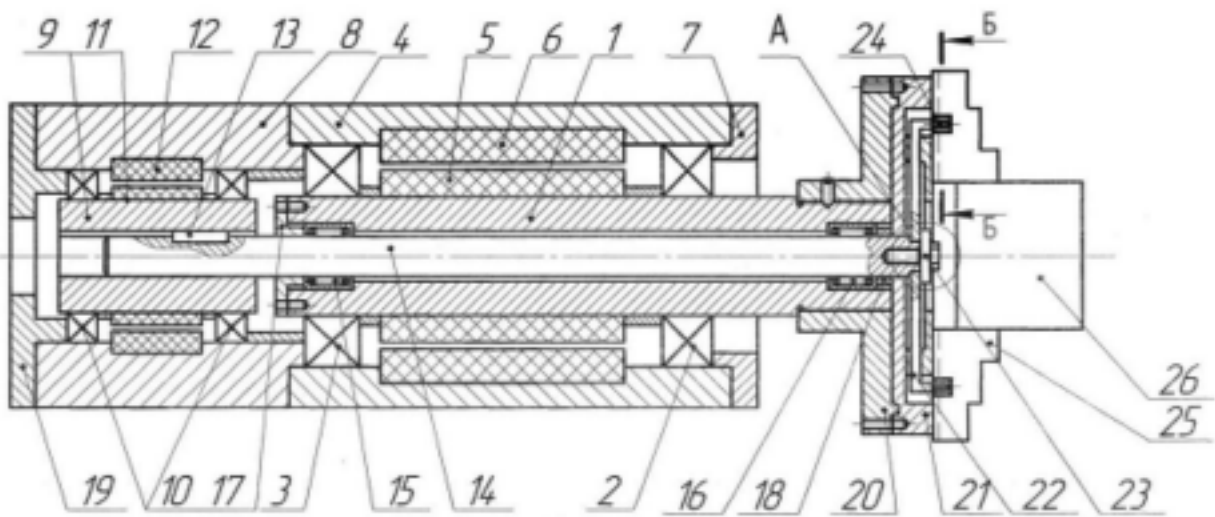


Рис. 1.13. Електромеханічний привід затиску прямої дії з серводвигуном та обертовою трубою затиску

При подачі струму на обмотку статора 12 виникає електромагнітне поле, яке приводить в обертання ротор 11, зв'язаний жорстко через втулку-вал 9 з обертовою тягою 14, що розташована всередині шпинделя 1. Крутний момент від тяги 14 передається на хрестовину 22, що знаходиться в затискному патроні 21, де ролики 24 по спіралі Архімеда зводять затискні кулачки, так і відбувається затиск. Керування шпиндельним вузлом з механізмом затиску здійснюється від системи ЧПК. Зупинка шпинделя 1 здійснюється при знятті струму в обмотці статора 6, а розтиск об'єкта 26 – при зміні полюсів на обмотці статора 12, що змушує ротор 11 і втулку-вал 9 обертатися в зворотному

напрямку, обертаючи тягу 14 в зворотному напрямку, що призводить до розтиску деталі.

Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, планетарним редуктором та з'єднувальною кулачковою муфтою приведений на рис.1.14. При включенні асинхронного електродвигуна 1 важелі 2 під дією відцентрових сил повертаються навколо осей і пересувають заплечиками втулку 3 в осьовому напрямку. Втулка 3 за допомогою штифта переміщує шток 4 і монтовану на його кінці в підшипниках муфту 5, яка входить в зачеплення з шліцьовим валиком 6. Обертальний рух від електродвигуна передається муфті 5 через ексцентриковий

валик 8, зубчасте колесо 7, 9 та шліцеве з'єднання зубчастого колеса. Кулачками, введеними в зачеплення, передається обертання вихідного шліцевого валу, що шліцями з'єднується з виконавчим механізмом патрона.

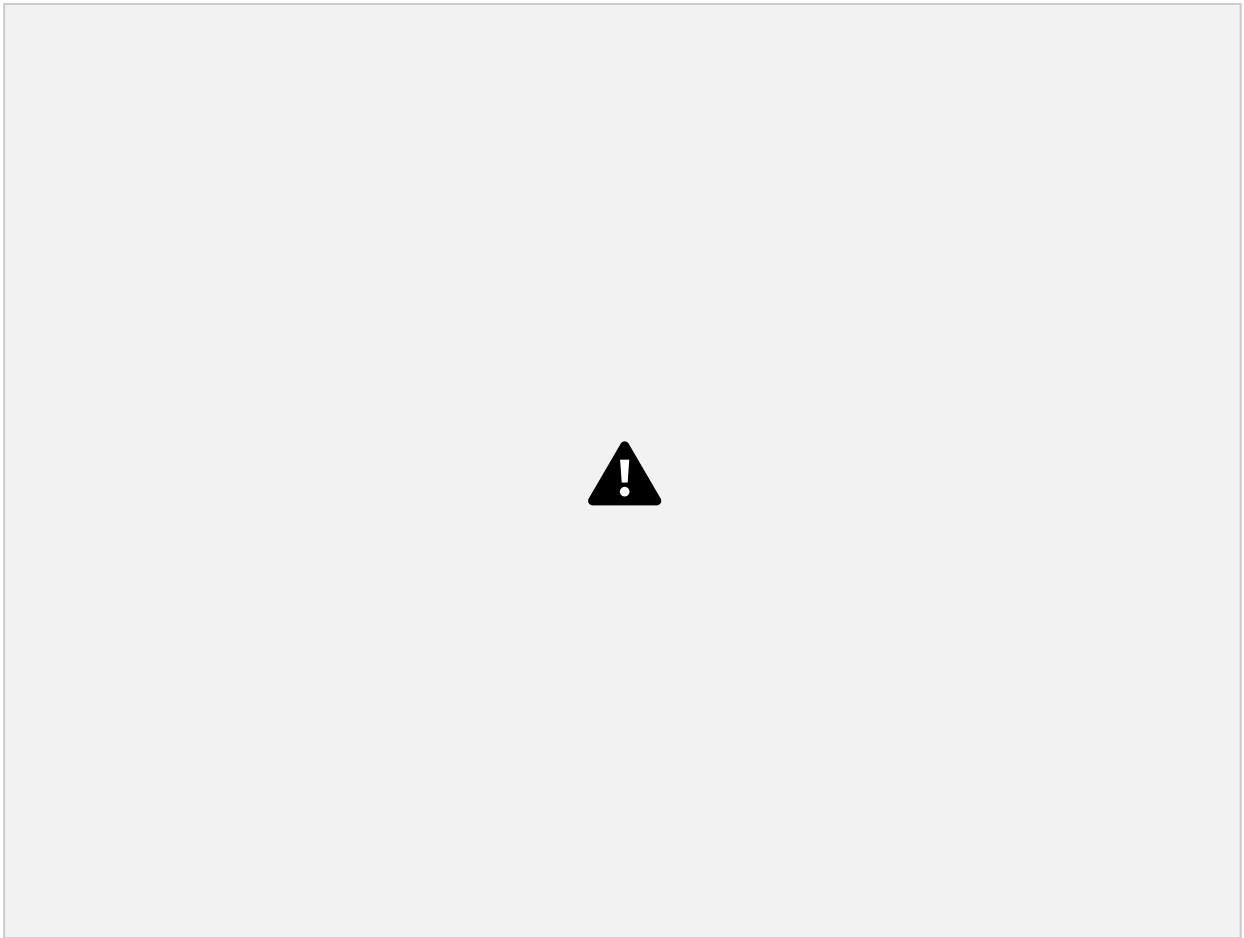


Рис. 1.14. Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, планетарним редуктором та з'єднувальною кулачковою муфтою

Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, хвильовим редуктором та передачею гвинт-гайка кочення (патент US2010072713), приведений на рис.1.15, має корпус 2, встановлений на приводному шпинделі верстата, в якому тяга затиску з різьбою 3 зміщується по осі для приведення в дію кулачків токарного патрона, а також електричний серводвигун 4, з'єднаний з приводним шківом 6 через зубчатопасову передачу 5.



Рис. 1.15. Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, хвильовим редуктором та передачею гвинт-гайка кочення

Привідний шків 6 з'єднаний з валом генератора хвиль 7 хвильового редуктора, а циліндричне колесо 8 хвильового редуктора з'єднане з корпусом 2. Гнучке тонкостінне зубчасте колесо 9 із зовнішніми зубцями приводить в дію тяга затиску з різьбою 3 через передачу гвинт-гайка кочення 10. Гнучке тонкостінне зубчасте колесо 9 з'єднане передачею гвинт-гайка кочення 10 через кулачкову муфту 11, що має деякий люфт. Таким чином невеликий крутний

23
момент і висока швидкість обертання двигуна перетворюються у великий крутний момент і низьку швидкість обертання гайки кульково-гвинтової передачі.

Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, планетарним та циліндричним редуктором та передачею гвинт-гайка кочення (патент EP2363224), приведений на рис.1.16. Він забезпечує затиск-розтиск заготовки за допомогою привідної тяги 6, що рухається вздовж осі і проходить через

шпindel 5 верстата, яка приводиться в дію від електричного серводвигуна 11 через перетворювач обертового руху в зворотно-поступальний 21.

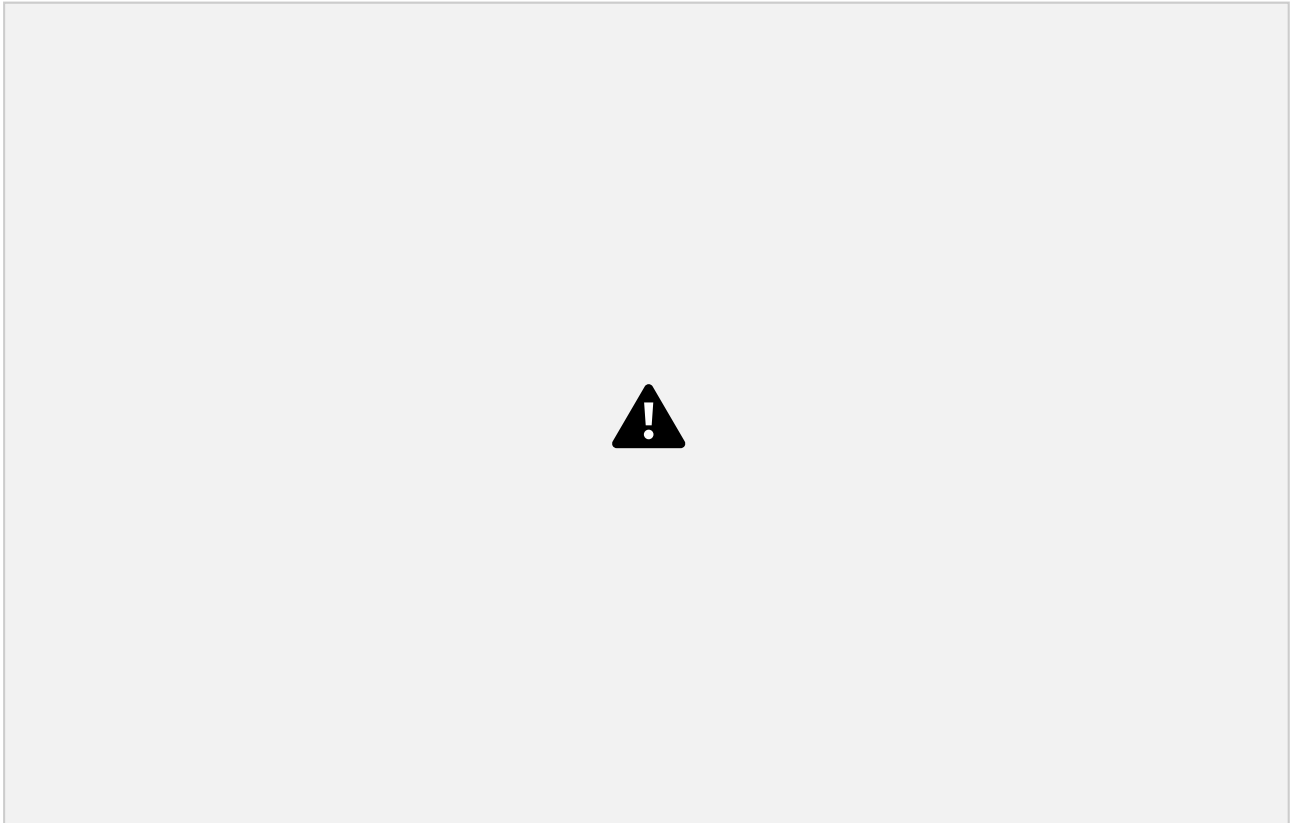


Рис. 1.16. Електромеханічний привід затиску з серводвигуном, планетарним та циліндричним редуктором

Серводвигун 11 складається зі статора 12 і ротора 13, вал 14 якого з'єднаний з планетарним редуктором 41 через зубчато-пасову передачу, що складається з веденого шківa 15, приводного паса 16 і приводного шківa 17 та циліндричним редуктором 61.

Перетворювач руху 21 встановлюється в кожух 23 корпусу, який виконаний у вигляді порожнистого корпусу, а циліндричний редуктор 61

розміщений у проміжній стінці 24, що прилягає до нього. Крім того, планетарна передача 41 розташована на виступі 25 проміжної стінки 24. Перетворювач 21 руху з редуктором 61 і планетарною передачею 41 встановлено в порожнистий корпус 32, який приєднаний до шпindelної бабаки 9 верстата. Серводвигун 11 утримується на торцевій кришці 34 за допомогою гвинтів 20. Планетарна передача 41 складається з двох ступенів. Вхідний елемент першого ступеня І планетарної шестерні 41, сконструйований як вінець 42, міцно з'єднаний з ведучим шківом 17, тоді як сонячна шестерня 43 ступеня І міцно прикріплена до

виступу 25. Шестерня внутрішнього зачеплення 45 ступеня II з'єднана з коронною шестернею 33, а сонячна шестерня 46, яка є частиною блоку шестерень 52, також встановлена з можливістю обертання на виступі 25 за допомогою підшипників 53. Дві ступені (I і II) з'єднані одна з одною за допомогою водила 48 планетарного механізму, виконаного у вигляді диска 49, в якому осі 50 встановлені з можливістю обертання. Водило 48 також розташоване з можливістю обертання на виступі 25.

Блок шестерень 52, який входить в зачеплення із зубцями 54 планетарних шестерень 47 другого ступеня II, утворює вихідний елемент планетарної передачі і з'єднувальний елемент із редуктором 61. Друге зубчасте колесо 55 блоку шестерень 52 зачіпляється з проміжним колесом 62, яке приєднане до колеса 63, що входить у зачеплення із колесом 29, встановленим на перетворювачі руху 21.

Щоб затиснути заготовку 10 у силовому патроні 3, електрична енергія повинна надходити до серводвигуна 11 контрольованим чином через лінію живлення та пристрій керування. В результаті ротор 13 і зубчастий вінець 43 першого ступеня приводу I планетарної шестерні 41, яка з'єднана з валом 14 ротора через пасову передачу 18, приводяться в рух. Тоді приводяться в рух планетарні шестерні 43, а разом з ними через водило 48 також приводяться в рух планетарні шестерні 47 другого ступеня II. Вони обкочуються по нерухомій коронній шестерні 33, яка закріплена на корпусі 31, в результаті чого блок

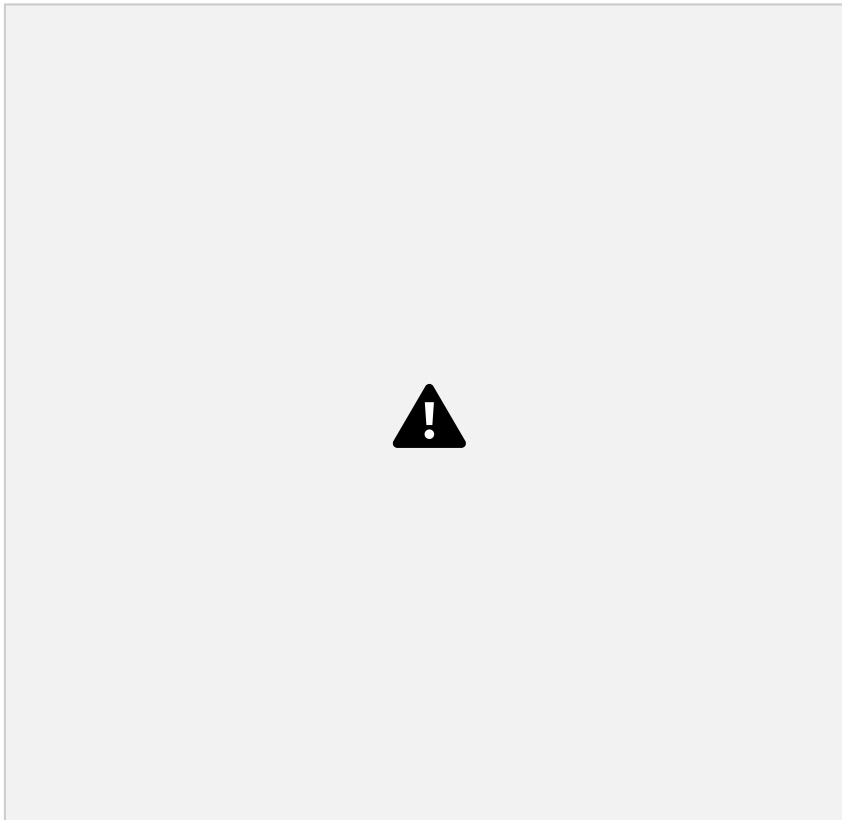
25

шестерень 52 також обертається і підведена енергія подається в перетворювач руху 21 через циліндричний редуктор 61.

В процесі обробки зупиняється не тільки нерухомий статор 12 серводвигуна 11, але також і його ротор 13. Щоб підтримувати силу затиску затискних кулачків 4 на заготовці 10, повинен підтримуватися лише крутний момент у спокої, адаптований до відповідних специфікацій. Тому енергоспоживання під час процесу обробки є надзвичайно низьким.

Фірмою Röhm GmbH пропонується на ринку електромеханічний привід

затиску EHS (рис.1.17) [5], який містить електричний серводвигун 1, що через зубчато-пасову передачу передає обертовий рух на редуктор 3, зв'язаний з перетворювачем 4 обертового руху в зворотно-поступальний. Перетворювач 4 обертового руху в зворотно-поступальний перетворює обертовий рух у зворотно-поступальний рух труби затиску 6. Редуктор 3 та перетворювач 4 обертового руху в зворотно-поступальний розташовані в корпусі 5, який обертається, а серводвигун прикріплений до нерухомої плити 7.



Контроль довжини ходу труби затиску 6 здійснюється аналоговим сенсором переміщення 9, який слідкує за осьовим переміщенням контрольного диска 8.

Завдяки самоблокуючій конструкції приводу потужність, що передається на двигун, зберігається навіть після його вимкнення. Аналогова

положення тяги

Рис. 1.17. Електромеханічний привід затиску EHS фірми Röhм GmbH система сенсорів ходу реєструє

затиску та накопичення енергії. Підключене управління використовує ці значення для регулювання встановленої сили затиску при заданому діапазоні затиску. Якщо сила затиску змінюється, то привід завжди автоматично перенастроюється, щоб підтримувати необхідну силу затиску при обертанні шпинделя.

Аналогічну конструкцію має електромеханічний привід затиску фірми HAINBUCH (рис.1.18), що складається із серводвигуна, планетарного редуктора, планетарного ролик-гвинтового механізму та труби затиску [6].

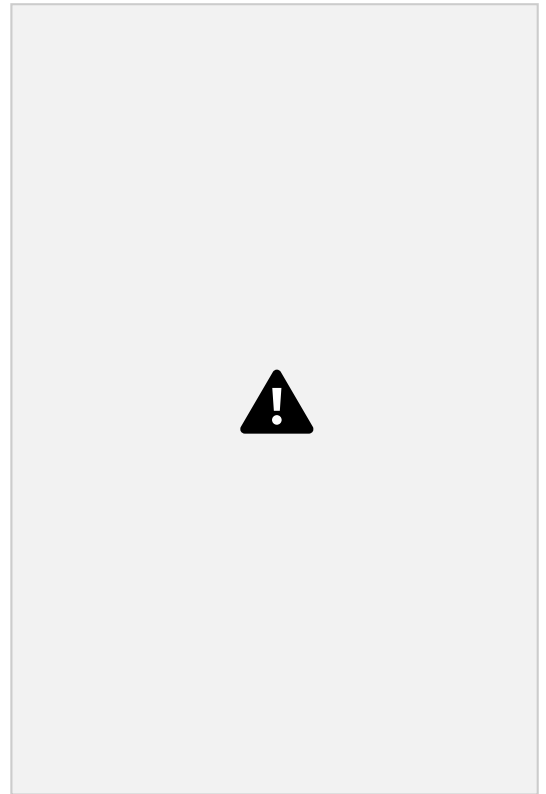
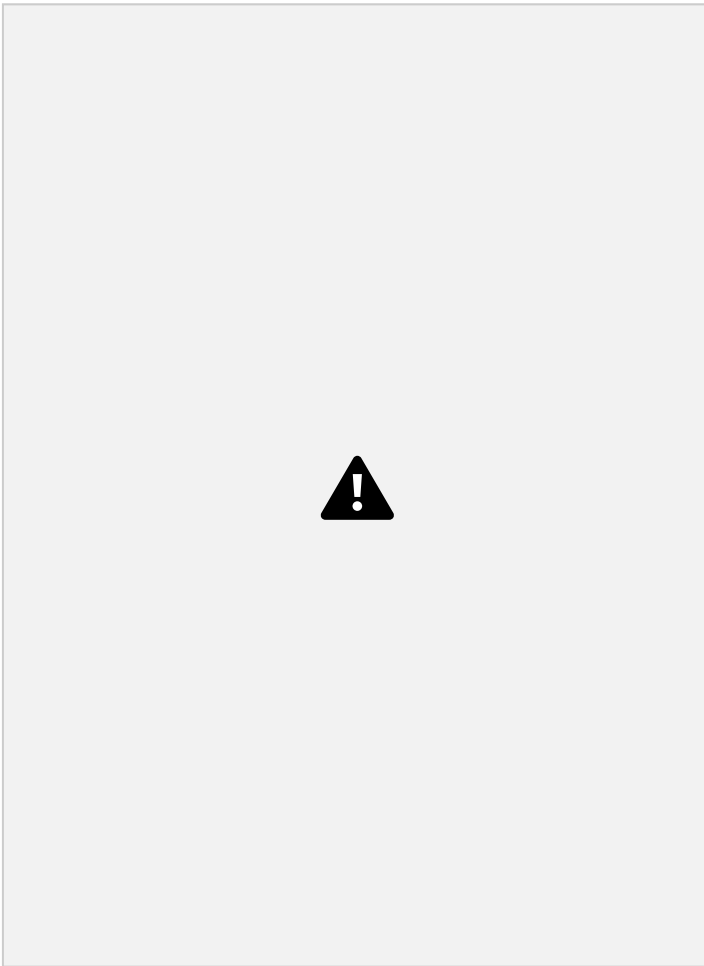


Рис. 1.18. Електромеханічний привід затиску з серводвигуном фірми HAINBUCH

Привід дозволяє проводити екстрену зупинку або реверсування може без складної технології налаштування. Планетарний редуктор відповідає за регулювання сили затиску, а електродвигун використовується лише для створення руху затиску. За допомогою серводвигуна сила затиску може бути адаптована до умов обробки та відцентрових сил протягом усього процесу обробки. Електромеханічний привід споживає енергію тільки в процесі затиску

(розтиску), що забезпечує економію енергії порівняно зі звичайними гідравлічними приводами затиску.

Електромеханічний привід затиску з обертально-поступальним переміщенням ротора серводвигуна приведений на рис.1.19 [7].

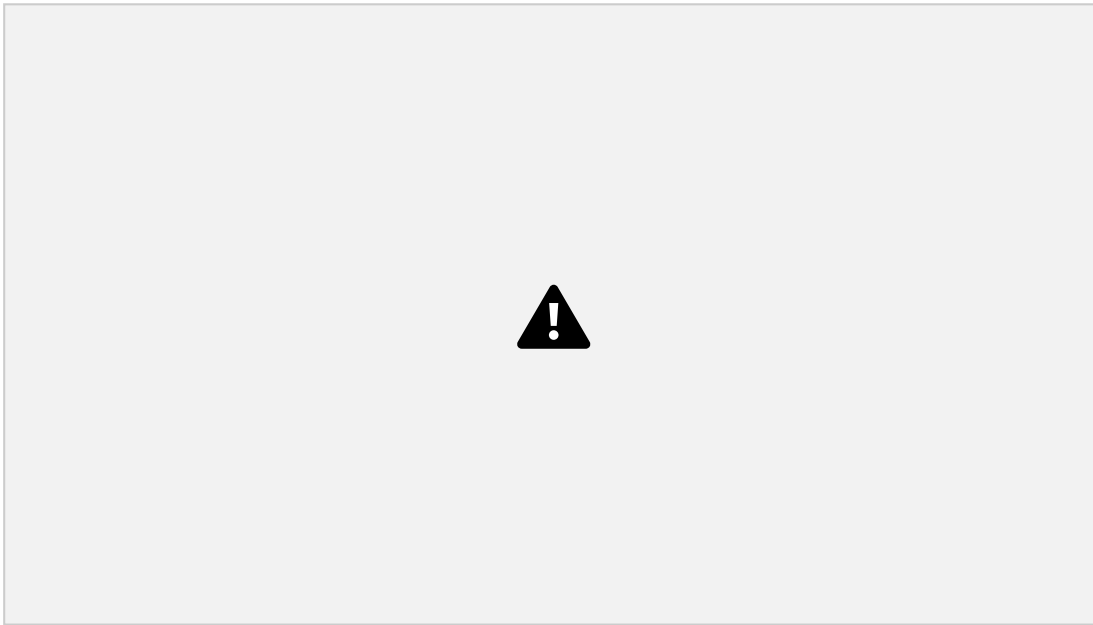


Рис. 1.19.

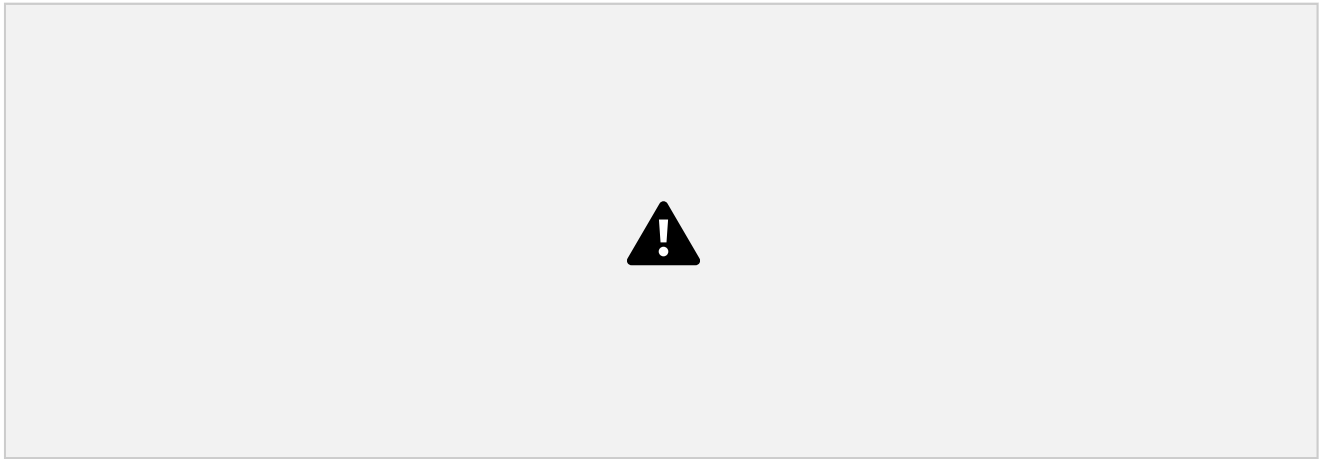
Електро механічний привід затиску з обертально-поступальним переміщенням ротора серводвигуна

Для здійснення процесу затиску на обмотки 14 статора 15 подається електричний струм в результаті чого навколо обмоток 14 утворюється електромагнітне поле, що взаємодіє з обмотками 13 ротора 5 і спричиняє в них появу обертового моменту. В результаті цього відбувається обертально-поступальне переміщення ротора 5 відносно різьбової поверхні корпусу 3. Жорстко закріплена на роторі 5 обойма 17 передає осьове зусилля на муфту затиску 4 через опорні підшипники 18, яка передає осьове зусилля на трубу затиску 10 через стакан 7, набір пружних елементів 11, гайку 12, приводну втулку 8 і гайку 9 [7]. Після закінчення процесу затиску підведення струму до обмоток статора 14 припиняється. Підтримка зусилля затиску відбувається за рахунок самогальмування в різьбовому з'єднанні ротора 5 і корпусу 3 [7].

Електро механічні приводи затиску інтегровані з приводом головного руху.

Електро механічний привід затиску з планетарним редуктором інтегрований з приводом головного руху приведений на рис. 1.20 [8]. Електро механічний привід складається з муфти зчеплення з торцевими зубами, планетарної передачі та гвинтового механізму, який перетворює обертовий рух у

лінійний, чим забезпечується затиск деталі.



а) б) с)

Рис. 1.20. Електромеханічний привід затиску з планетарним редуктором інтегрований з приводом головного руху: а) компоненти приводу; б) електромеханічний привід в ізомерному вигляді; с) 2D зображення електромеханічного приводу у площині XZ

I – шпindelна бабка; II – двигун приводу головного руху; III – електромеханічний привід IV – затискний патрон; 1 – привідний вал; 2 – муфта щеплення; 3 – нерухомий корпус; 4 – гайка із різьбою; 5 – труба затиску; 6 – шпindel; 7 – планетарний редуктор; 8 – корпус планетарного редуктора

У приводі використовується муфта зчеплення з торцевими зубами. Муфта щеплення дозволяє розподілити потік потужності двигуна на затиск або обертання шпинделя окремо, виходячи з необхідної операції. Планетарний редуктор має два режими. Під час режиму затиску муфта з'єднується з нерухомим корпусом, а зубчастий вінець планетарної шестерні залишається зафіксованим. Крім того, шпindel з'єднаний із нерухомим корпусом та тягою за допомогою шліцьового з'єднання. Через це зчеплення пристрій, що складається з муфти, вінця, нерухомого корпусу, шпинделя та тяги затиску,

29
обмежений від будь-якого обертального руху. Коли приводний двигун обертається, і обертаний рух передається на вал з боку двигуна, що змушує сонячну шестерню планетарної передачі, обертатися з однаковою швидкістю. Цей обертаний рух передається до водило планетарної передачі, яка обертається зі швидкістю, меншою за швидкість сонячної шестерні. Це пов'язано зі зниженням швидкості за допомогою передавального числа. Це обертання водила далі передається на тягу, яка не може обертатися через блокування, створене

шліцевим механізмом зі шпинделем, однак перетворює обертання в лінійний рух за допомогою гвинтової різьбової конструкції тяги і, нарешті, генерує силу затиску. В режимі затиску обертовий рух приводного двигуна перетворюється на лінійний рух тяги за допомогою планетарного редуктора, який створює силу затиску, необхідну патрону під час обробки.

В режимі обертання шпинделя муфта зчеплення з'єднується з бічним диском. Однак тяга, створювана тягою затиску, все ще може підтримуватися на початковому рівні. Це відбувається через самоблокування, створене гвинтовим різьбовим механізмом тяги, створеним тертям, що діє між гвинтом і різьбовим циліндром, який підтримує вироблену тягу. Під час обертання шпинделя всі деталі можуть обертатися, кільце та сонячна шестерня з'єднані, щоб обертатися разом. Таким чином, при обертанні валу двигуна буде обертатися і сонячна і коронна шестерні з однаковою швидкістю.

Крім того, водило між сонячним і зубчастим вінцем також буде обертатися з тією ж швидкістю. Увесь цей процес змусить тягу та патрон обертатися з тією ж швидкістю, що й шпиндель.

Електромеханічний привід затиску інтегрований з приводом головного руху приведений на рис. 1.21 (патент WO2002043906).

У процесі обробки ведучий шків 1, за допомогою якого передається рух на шпиндель 6, фіксується на шпинделі торцевою зубчастою муфтою 2, яка тарілчастою пружиною 3 переміщається в зачеплення зі шківом 1.

Приведення в дію кулачків затискного патрона здійснюється при обертанні різьбової втулки 7, яка з'єднана із затискним патроном через трубу

затиску 8. При затиску за допомогою соленоїда 4, подача напруги на який змушує торцеву зубчасту муфту 2 притягуватися магнітним полем до відповідної півмуфти 5, встановленої на передній бабці, і з'єднуватися з нею. В результаті цього ведучий шків 1 більше не зафіксований на шпинделі 6 і тому може вільно обертатися навколо шпинделя 6. Обертання ведучого шківа 1 навколо шпинделя 6 загвинчує або відкручує різьбову втулку 7.

Для вимірювання сили
приводу на трубі затиску 8

може бути передбачений тензодатчик. Різьбова втулка 7 має люфт, більший, ніж кут індексації, таким чином гарантуючи, що привід може повернути назад до наступного повного зуба без розкручування гвинта. Після того, як заготовка була з достатньою силою затиснута в губках, соленоїд 4 вимикається, пружина 3 повертає торцеву зубчасту муфту 2 у

Рис. 1.21. Електромеханічний привід затиску інтегрований з приводом головного руху

зачеплення зі

шпинделем 6 і ведучим шківом 1 і обертання шпинделя 6 відновлюється. Для приводу енкодера шпинделя використовується ведучий шків 1, що означає, що з його допомогою можна контролювати зупинку шпинделя в індексному положенні (яких може бути кілька, наприклад, дванадцять), забезпечуючи правильну роботу муфти щеплення 2 із півмуфтами на шківі 1 та шпиндельній бабці.

31

1.4. Огляд існуючих досліджень і розробок по приводах затиску токарних верстатів

Розробці та дослідженню приводів затиску токарних верстатів присвячено багато наукових робіт вітчизняних і закордонних вчених. Питанням створення і дослідження приводів затиску автоматизованого обладнання для токарної обробки присвячені роботи Кузнецова Ю.М. і його наукової школи.

У роботах [1-4] приведено узагальнену структурно-функціональну схему затискних механізмів токарних верстатів, складовими якої є приводи затиску, приведена класифікація затискних механізмів, основні вимоги до них та їх вплив на техніко-економічні показники верстатів, запропонована блочно функціональна схема механізмів затиску, подачі та упору прутка токарного автомата а також приведена методика розрахунку основних типів передавально-підсилювальних та пружних ланок затискних механізмів токарних верстатів. В цих роботах також встановлено вплив факторів на основні характеристики затискних механізмів, а також запропоновано графічно зображати пружно-силові характеристики системи затискного механізму у вигляді силового портрета – плоскої (або просторової) картини, де зображені залежності в квадрантах: I – радіальної сили затиску від осьової; II – осьової сили від деформації пружно-силового механізму (характеристика жорсткості); III - деформації пружно-силового механізму від відхилення діаметра заготовки; IV – радіальної сили затиску від відхилення діаметра. Велика увага у цих роботах приділяється динамічним і математичним моделям затискних механізмів, складовими яких є приводи затиску, а також принципам створення затискних механізмів із заданими характеристиками, зокрема, приведена структура оптимального проектування, виготовлення та експлуатації та запропоновано диференціально-морфологічний метод структурно-схемного синтезу затискних механізмів.

32

У роботах Кузнєцова Ю.М. та Хамуйели Герри [9-11] запропоновано методологію генетико-морфологічному синтезу затискних механізмів на основі використання теорії еволюційного і генетичного синтезу. За допомогою цієї методології синтезовані гібридні електромеханічні системи шпindelних вузлів із затискними механізмами на основі використання п'яти універсальних генетичних операторів.

У роботі [7] Кузнєцова Ю.М. та Придального Б.І. приведено основні теоретичні положення генетично-морфологічного підходу до синтезу

електромеханічних приводів затискних механізмів токарних верстатів. У ній розглянуто узагальнену структуру та модель силових потоків, що діють в затискних механізмах, а також наведено генетичні формули, що описують силові потоки в електромеханічних приводах затиску. Приведено принципову і структурну схеми електромеханічного приводу затиску обертово-поступальним рухом ротора і структуру силового потоку на різних рівнях складності.

Розробці та дослідженню приводів затиску токарних автоматизованих верстатів присвячені роботи Придального Б.І.

Робота [12] присвячена підвищенню продуктивності і розширення технологічних можливостей токарних автоматів за рахунок створення та вдосконалення конструкцій приводів затиску, що працюють на високих частотах обертання. У роботі [12] розроблено уточнені математичні моделі передачі сил і проведено теоретичні дослідження силових та енергетичних характеристик типових конструкцій приводів затиску з геометричним замиканням на різних частотах обертання шпинделя. У роботі доведено можливість стабілізації зусилля затиску в затискному механізмі при підвищенні частоти обертання шпинделя, а також запропоновано ряд ефективних конструкцій приводів затиску для високошвидкісної обробки токарної обробки.

Конструкцію мехатронного пристрою для двохетапного затиску циліндричних об'єктів у шпиндельних вузлах верстата приведено у статті [13]. Представлений механізм забезпечує розширені можливості управління та регулювання його робочих характеристик, а відсутність механічних

перетворювачів енергії у запропонованій структурі пристрою сприяє зменшенню втрат енергії на проміжні перетворення.

Конструкція запропонованого мехатронного затискного механізму з електрогідравлічним приводом, який оснащений додатковою підсистемою для забезпечення можливості програмного налаштування необхідної сили затиску приведена у статті [14]. Описана робота механізму, що включає привідний електричний лінійний двигун та гідравлічне середовище з гідравлічним підсилювачем. Можливість більш легкого переналаштування механізму шляхом

перепрограмування відповідно до заданих потреб обробки забезпечує електронний блок механізму та електромеханічні перетворювачі енергії.

У дослідженнях [15, 16] представлені математичні моделі роботи електромеханічного затискного механізму для фіксації циліндричних об'єктів на шпинделі верстатів на етапі натягу. Розроблені математичні залежності для опису зв'язку між переміщеннями частин механізму при зростанні зусиль затиску на основі динамічної моделі. Отримані аналітичні залежності дозволяють окремо розглядати стадію зростання сил затиску, коли в роботі механізму переважає консервативний тип сил. Ці залежності описують положення частин затискного механізму в залежності від узагальненої координати, в якості якої використовується кут повороту вхідної поворотної ланки.

У роботі [17] приведена методика створення і дослідження швидкодіючих затискних механізмів токарних автоматів із гідравлічним приводом. У роботі теоретично та експериментально досліджено затискні механізми з довгоходовими гідравлічними та короткоходовими гідромеханічними приводами і самоналагоджувальними патронами. Встановлено аналітичні залежності для визначення: сил і переміщень ланок затискного механізму, характеристик пружної ланки з лінійною та нелінійною залежністю «сила деформація», швидкодії та витрат енергії в затискному механізмі з гідроприводом, що обертається, виконана оптимізація основних параметрів

34

затискного механізму з гідроприводом за умови мінімальних витрат споживаної енергії.

Конструкція та приводний механізм інтегрованої системи електромеханічного приводу з одним приводним двигуном для застосування в токарних верстатах з комп'ютерним числовим керуванням (ЧПК) приведений у роботі [8]. Для досягнення сили приводу 50 кН представлено розроблену детальну конструкцію з поясненням різних внутрішніх частин електромеханічного приводу результати розрахунку частин приводу методом скінченних елементів. На основі спроектованої конструкції у роботі приведено

виготовлений прототип, який пройшов тестування на різні режими роботи. Приведені експериментальні результати, які підтверджують здатність електромеханічного приводу створювати необхідну силу приводу до 50 кН і швидкість обертання шпинделя 4000 об/хв.

Конструкцію електромеханічного приводу для токарного верстата з числовим програмним керуванням (ЧПК) приведено у статті [18]. З метою зменшення втрат на тертя конструкція передбачає кульково-гвинтову передачу для приведення в дію тяги затиску. В якості муфти перемикання режиму роботи у конструкції використано фрикційну муфту, керування якою здійснюється від повітряно-поршневого механізму. Представлено алгоритм обробки деталі з використанням електромеханічного приводу з муфтою зчеплення та повітряно поршневим механізмом. Приведено прототип даного електромеханічного приводу на якому були проведені різні випробування, щоб підтвердити його продуктивність і точність обробки.

1.5. Висновки по розділу 1, постановка мети та задач дослідження

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки: 1. Аналіз показав, що незалежно від призначення, схеми роботи і конструктивного виконання системи ЗМ мають загальну структурну і функціональну схеми, які включають джерело і перетворювач енергії в рушійні

35
сили (моменти), вузол управління, привод з передавально-підсилювальними механізмами, пружною і регулювальною ланками для передавання рушійної сили чи моменту на виконавчий механізм, який перетворює її в силу затиску, що безпосередньо діє на деталь чи декілька деталей.

2. Приводи затиску з геометричним і фрикційним замиканням більш економічні, оскільки мають закритий силовий контур, відключений від джерела енергії. Основними перевагами геометричного замикання є швидкодія, економічність і надійність, а недоліками – короткий хід штока або труби затиску і нестабільність сили затиску, яка залежить від відхилень діаметрів деталей, які

затискаються, і жорсткості ланок ЗМ.

3. У приводах затиску з фрикційним замиканням (самогальмуванням) ці недоліки відсутні, оскільки вони мають в приводі самогальмівні передачі. Основними перевагами таких приводів затиску є великий хід і постійна (регламентована) сила затиску, обмежена запобіжною ланкою, недоліком – недовговічність самогальмівних елементів, пов'язана зі зношенням.

4. Гідравлічні приводи затиску із силовим замиканням забезпечують стабільність сил затиску при зміні розміру заготовки, можливість отримання і підтримки великих зусиль затиску без використання проміжних підсилюючих передач, можливість дистанційного керування та безступеневого автоматичного регулювання сил затиску та швидкостей при наявності зворотного зв'язку, висока швидкодія. Недоліками цих приводів є зміна зусилля затиску при коливаннях тиску робочої рідини, небезпека вириву деталей при неочікуваному зменшенні тиску або розриву у мережі або відключення електромережі, витіки робочої рідини, шум, залежність режиму роботи від в'язкості масла, висока енергоємність, погана екологія.

5. Використання електричного приводу у механізмах затиску токарних верстатів з ЧПК є дуже перспективним, оскільки на даний час існує попит на екологічно чисту технологію з низьким енергоспоживанням. Такі приводи затиску мають швидку реакцію керування, потребують меншого місця для встановлення та менших об'ємів технічного обслуговування (на відміну від

гідравлічних), мають добре сконструйований та вентильований електричний приводний двигун для створення сили приводу затиску та високої швидкості обробки. В якості привідного двигуна може використовуватися двигун приводу головного руху або серводвигун.

6. Використовуючи привід головного шпинделя для приведення в дію затискного патрона, усі позиційні та приводні елементи керування стають доступними для забезпечення всіх необхідних сил і позиційних обмежень, які в іншому випадку потребували б окремих пристроїв керування. Таким чином, такий привід затиску являє собою компактну систему з меншою кількістю

компонентів, яка повністю інтегрована в засоби керування верстатом для забезпечення кращого позиційного та силового контролю, має значно нижче загальне енергоспоживання, відсутність гістерезису затиску та ризику втрати затиску у випадку збою живлення.

7. Огляд багатьох робіт в області розроблення і дослідження приводів затиску токарних верстатів з ЧПК показав:

7.1. Для створення нових перспективних конструкцій приводів затиску доцільно використовувати силові портрети пружно-силових характеристик системи затискного механізму, диференціально-морфологічний та генетико морфологічний методи синтезу.

7.2. Велика увага у проаналізованих роботах приділяється динамічним і математичним моделям затискних механізмів з геометричним замиканням та електромеханічних затискних механізмів, складовими яких є приводи затиску, а також математичним моделям для визначення сил і переміщень у конструктивних рішеннях приводів затиску різного типу в статиці та режимі усталеного обертання. Також розглядалися питання швидкодії та витрат енергії в затискних механізмах а також їх оптимального проектування.

Таким чином, можна здійснити постановку мети даного дослідження в рамках виконуваної кваліфікаційної роботи та сформулювати основні задачі дослідження.

37

Метою даного дослідження є розроблення енергоефективного приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК та дослідження його енергетичного балансу в процесі затиску.

Об'єкт дослідження – енергоефективний привод затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК. **Предмет дослідження** – втрати енергії в механічній частині електромеханічного приводу затиску в залежності від інерційних і кінематичних параметрів, сил тертя та осьової сили приводу. Для досягнення поставленої мети в кваліфікаційній дипломній роботі сформульовані для реалізації такі **задачі**:

1. Привести структурно-функціональну схему затискного механізму токарного верстата та встановити місце і роль приводу затиску і цієї системи.
2. Провести класифікацію приводів затиску токарних верстатів за різними ознаками
3. Провести аналіз відомих конструкцій приводів затиску з геометричним замиканням механічного типу, гідравлічних та електромеханічних із силовим замиканням
4. Провести аналіз наукових досліджень і розробок по приводах затиску токарних верстатів
5. Розробити конструкцію мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК із енергоефективним приводом затиску від шпинделя.
6. Провести розрахунок кінематичних і силових характеристик електромеханічного приводу затиску.
7. Провести перевірочні розрахунки елементів електромеханічного приводу затиску: на стійкість проти спрацювання та на міцність передачі гвинт гайка електромеханічного приводу затиску; на зносостійкість зчпної зубчастої муфти; на змінання робочих поверхонь зубців.

38

8. Структурну схему затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та його розрахункову схему для аналізу енергетичного балансу.
9. Вивести залежності для визначення кінематичних характеристик затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та встановити взаємозв'язок між ними.
10. Розробити математичну модель для визначення загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску.
11. Провести моделювання втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в залежності від осьової сили приводу затиску та коефіцієнта тертя у гвинтовій

парі.

2. ДОСЛІДНО-ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1. Мехатронний модуль головного руху токарного верстата з ЧПК

З швидким розвитком і вдосконаленням технології керування двигунами (керування вектором двигуна, пряме керування крутним моментом тощо) все частіше в структурах головного приводу верстата з ЧПУ використовується інтеграція двигуна із шпинделем верстата, що являє собою мехатронний модуль, широко відомий як «моторизований шпиндель» [19].

Мехатронний модуль головного руху токарного верстата з ЧПК (рис.2.1) виконаний у вигляді мотор-шпинделя, який поєднує в собі привідний та робочий органи. Джерелом руху у мотор-шпинделі служить вмонтований частотно-регульований асинхронний двигун, ротор 53 якого встановлений в міжопорній частині шпинделя 2, а статор 54 – у алюмінієвій гільзі 3.

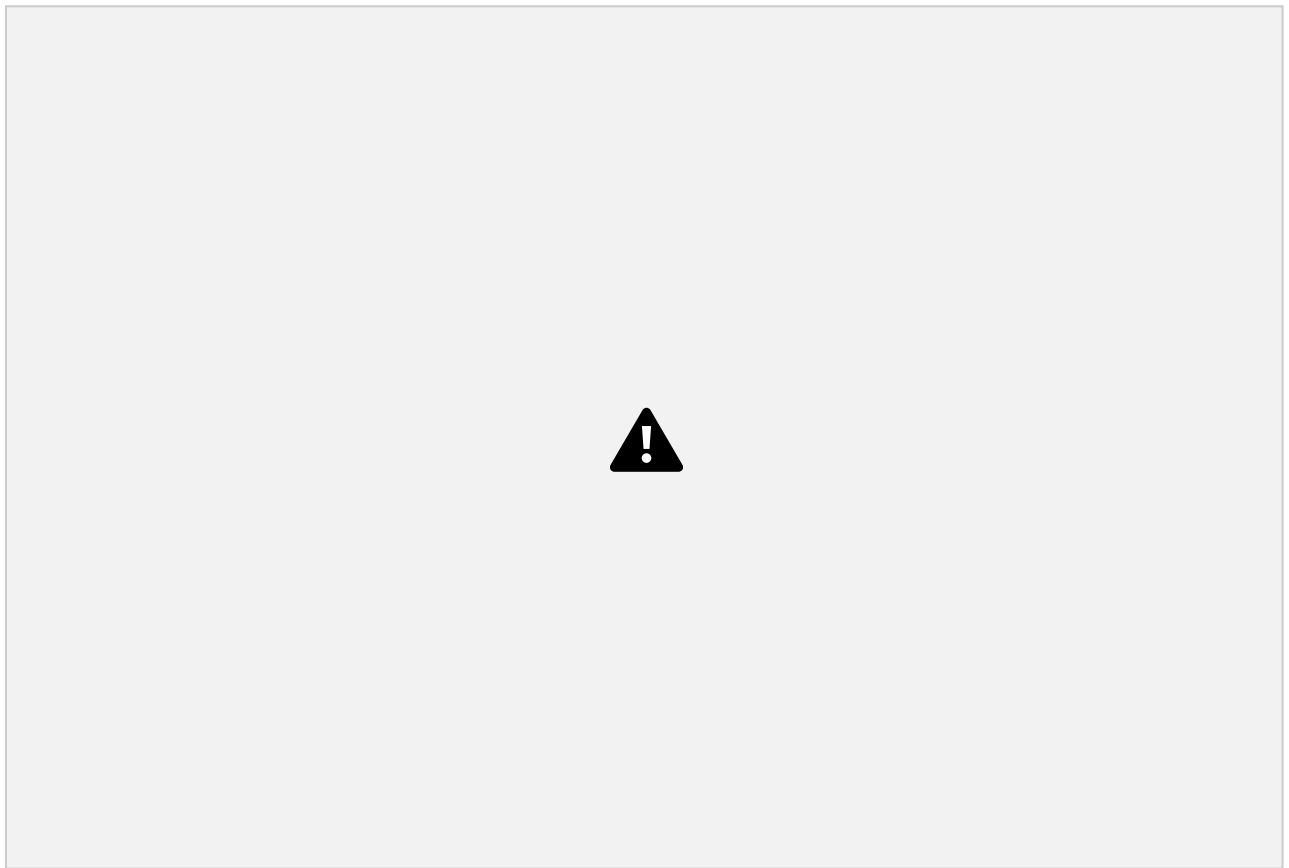


Рис. 2.1. Мехатронний модуль головного руху токарного верстата з ЧПК

40

Шпиндель 2 встановлений на опорах із високошвидкісних підшипників, які вмонтовані у фланцях 4, 5. Передня опора виконана по схемі «тандем-О» з трьох радіально-упорних підшипників 51, 52, а задня опора – по схемі «О» із двох радіально-упорних підшипників 50. Фланці 4, 5 з опорами шпинделя та гільза 3 базуються в корпусі 1.

Охолоджуюче середовище у гвинтові канали гільзи 3 подається через штуцер 19 від окремої установки. Магніторезистивна вимірювальна система 55, що складається з магнітного барабана та вимірювальної головки, здійснює контроль кутового положення шпинделя.

2.2. Конструкція та принцип роботи електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху

Конструктивна схема розробленого електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху [20] приведена на рис. 2.2. Привід

затиску-розтиску деталі, встановленої у затискному патроні 4, здійснюється від шпинделя 1, встановленого у шпиндельній бабці у двох опорах із високошвидкісних радіально-упорних підшипників кочення. Привід шпинделя здійснюється від частотно-регульованого асинхронного двигуна, який складається із ротора 2 і статора 3.

Шпиндель 1 має центральний отвір, в який встановлена труба затиску 5, приєднана до затискного патрона, яка в процесі затиску-розтиску рухається в аксіальному напрямку, а в процесі обробки – обертається разом із шпинделем 1. Стакан 8 із зубчатим вінцем 10 приєднаний до шпинделя 1 через фланець та встановлений на підшипниках в корпусі приводу затиску. До задньої частини труби затиску 5 жорстко приєднаний гвинт 6, який входить у гайку 7, що встановлена в упорно-радіальних. Гайка 7 має виконаний на її зовнішній дископодібній частині зубчатий вінець. Для перемикання режимів роботи привід містить муфту щеплення 9 із внутрішнім зубчатим вінцем.

41

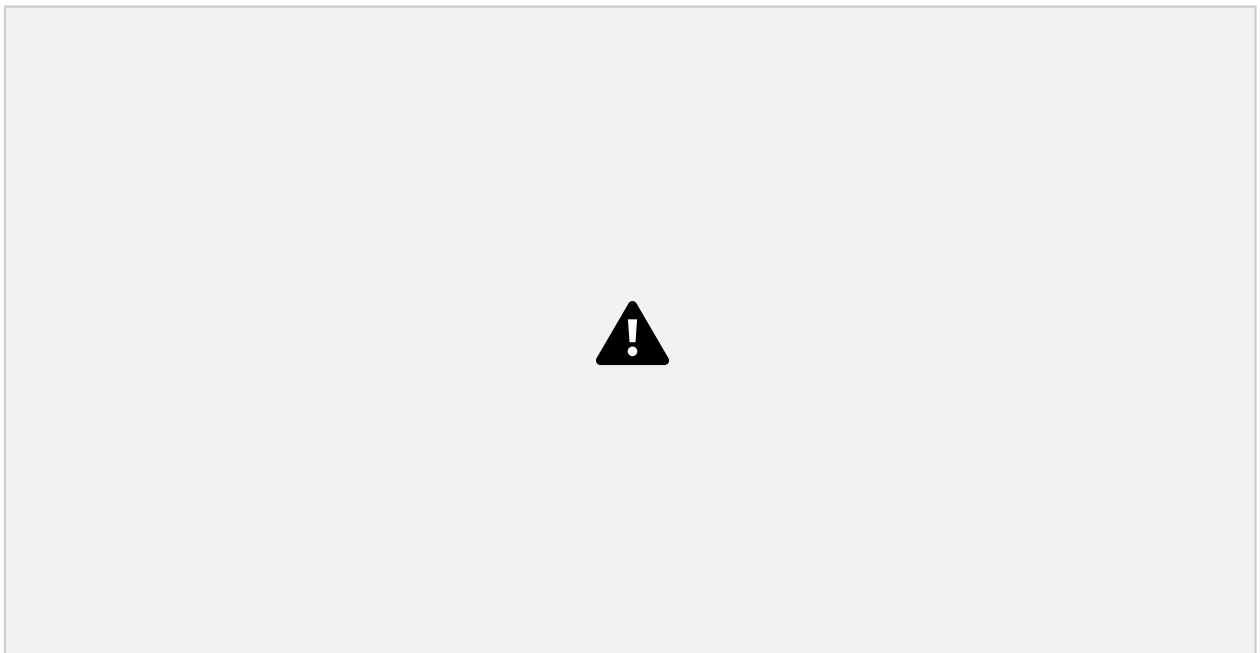


Рис. 2.2. Конструктивна схема електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху

В режимі обробки внутрішній зубчатий вінець муфти щеплення 9 з'єднаний із зубчатими вінцями гайки 7 і стакану 8. Таким чином гайка 7, стакан 8, гвинт 6 і труба затиску 5 обертаються з частотою обертання шпинделя 1 із

затискним патроном 4.

В режимі затиску-розтиску зубчатий вінець муфти щеплення 9 з'єднаний із зубчатим вінцем 11, приєднаним до корпусу приводу затиску, та зовнішнім зубчатим вінцем гайки 7. Керування пересуванням муфти щеплення 9 здійснюється від електромагнітного приводу 12 через тягу 13 із вилкою. При затиску за допомогою електромагнітного приводу 12 через тягу 13 муфта щеплення 9 переміщається вліво і входить в зачеплення із зубчатим вінцем 11, встановленим жорстко в корпусі приводу затиску. В результаті цього гайка 7 стає нерухомою і більше не з'єднана із шпинделем 1. Обертання шпинделя 1 призводить до обертання гвинта 6 і його загвинчування у нерухомій гайці 7 та лінійного переміщення тяги затиску 5.

Для контролю куткового положення шпинделя служить магніторезистивна вимірювальна система, що складається з магнітного барабана 14 та вимірювальної головки 15. Зупинка шпинделя 1 у відповідному кутковому

положенні забезпечує правильну роботу муфти щеплення 2 із зубчатими вінцями 10 і 11 на стакані 8 та корпусі приводу затиску.

Контроль довжини ходу труби затиску 5 здійснюється сенсором лінійного переміщення 19, який слідкує за осьовим переміщенням контрольного диска 16.

2.3. Проектування конструкції мехатронного приводу головного руху з механізмом затиску

2.3.1. Кінематичні і силові характеристики електромеханічного приводу затиску

Взявши за основу приєднувальні розміри переднього кінця шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК, для затиску деталей вибираємо клиновий трикулачковий токарний патрон моделі KFD HS200 фірми Röhм GmbH з наступними параметрами:

- 1) довжина ходу кулачків – 5 мм;
- 2) довжина ходу привідної втулки – 18,5 мм;
- 3) максимальна сила приводу – 48 кН;
- 4) максимальна сила затиску затискними кулачками – 110 кН;
- 5) максимальна частота обертання – 6500 об/хв;
- 6) момент інерції – 0,1 кг·м².

Виходячи із цього, вихідними даними для визначення кінематичних і силових характеристик електромеханічного приводу затиску будуть: - довжина ходу труби затиску – 20 мм;

- максимальна осьова сила на трубі затиску – 48 кН.

- максимальна частота обертання шпинделя із затискним патроном – 6500 об/хв;

Враховуючи зовнішній діаметр труби затиску, який рівний 62 мм вибираємо трапецеїдальну різьбу гвинта Тг80х10-4е із наступними

43

геометричними параметрами: $d=80$ мм – зовнішній діаметр; $d_2=75$ мм – середній діаметр; $d_1=69$ мм – внутрішній діаметр; $P=10$ мм–крок; $z=1$ – число заходів різьби; $\alpha=30^\circ$ – кут профілю; $h=5$ мм – робоча висота профілю.

Визначаємо кінематичні параметри передачі гвинт-гайка із трапецеїдальною різьбою.

Максимальна колова швидкість гвинта [21]:

$$v_{max} = \frac{d \cdot n}{\pi} = \omega, \quad (2.1)$$

де v_{max}

n – максимальна частота обертання шпинделя із затискним патроном та гвинтом при затиску, хв.⁻¹.

Підставивши значення у (2.1) отримаємо

$$v_{max} = \frac{80 \cdot 6500}{\pi} = 166000 \text{ мм/с}$$

, ,

$$V_{tmax} = 60 \cdot 25,5 = 1530 \text{ м/хв.}$$

Максимальна лінійна швидкість гвинта з тягою затиску [21]: $V_{max} = V_{tmax} \cdot \text{tg}\psi$, (2.2)

де ψ – кут підйому гвинтової лінії в градусах, який визначається за залежністю

$$\text{tg}\psi = \frac{P_z}{\pi \cdot d} = \frac{101}{\pi \cdot 314,75} = 0,0425$$

Підставивши значення у (2.2) отримаємо

$$V_{max} = 1530 \cdot 0,0425 = 65 \text{ м/хв.}$$

Максимальна швидкість ковзання [21]:

$$V_{smax} = \frac{V_{tmax}}{\cos\psi} = \frac{1530}{\cos(2,45^\circ)} = 1576 \text{ м/хв.} \quad (2.4)$$

Визначаємо силові параметри передачі гвинт-гайка із трапецеїдальною різьбою.

Максимальна колова сила на гвинті визначається за залежністю [21]: $F_a = F_t \cdot \text{tg}(\psi + \phi')$ (2.5)

де F_a – максимальна осьова сила [21]:

на гвинті; f – коефіцієнт тертя; ϕ' – зведений кут тертя.

$$\phi' = \arctan\left(\frac{f}{\cos\alpha}\right) = \arctan\left(\frac{0,12}{\cos 30^\circ}\right) = 10,1^\circ$$

де $f = 0,12$ – коефіцієнт тертя. $\alpha = 30^\circ$ – кут нахилу гвинтової лінії.

Тоді за залежністю (2.5) отримаємо

$$F = 48 \cdot \operatorname{tg}(2,45 \cdot 5,95) \cdot 7,1 \cdot \dots = \dots \text{кН.}$$

В процесі затиску-розтиску на шпindelьні підшипники не діє зовнішнє силове навантаження, оскільки процес різання відсутній. Тому моментом тертя у підшипниках шпинделя можна знехтувати, так як він дуже малий у порівнянні із крутним моментом при затиску.

Максимальний крутний момент на гвинті без врахування втрат у підшипниках шпинделя при затиску визначається за залежністю [21]:

$$T_{\text{гвинт}} \cdot \text{м. (2.7)} = \dots = \dots = \dots$$

2.3.2. Розрахунок передачі гвинт-гайка електромеханічного приводу затиску

2.3.2.1. Розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання

Розрахункова схема для розрахунку передачі гвинт-гайка на стійкість проти спрацювання приведена на рис. 2.3.

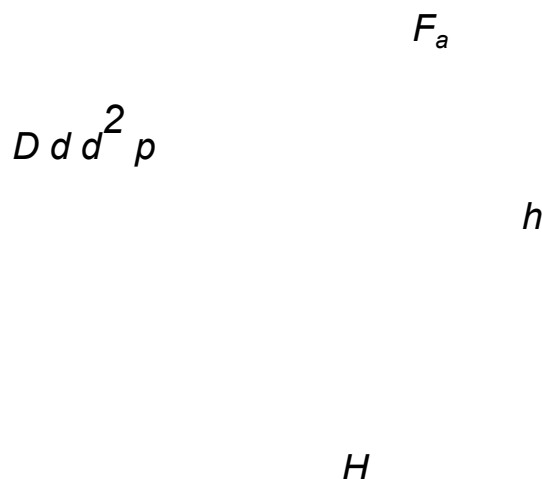


Рис. 2.3. Розрахункова схема для розрахунку передачі гвинт-гайка на

Стойкість проти спрацювання забезпечується обмеженням тиску між витками різьби [21]:

$$\frac{F}{[p] A} = p^a \leq , (2.8)$$

де A – площа поверхні контакту різьби; $[p]$ – допустимий тиск на поверхні контакту.

Площа поверхні контакту різьби визначається за залежністю [21]: $A = \pi d h z$ (2.9)

де $z = H/P$ – кількість витків у гайці, H – висота гайки; h – висота різьби.

Тоді залежність (2.8) прийме вигляд:

$$\frac{F}{\pi d h z} = p^a \leq [p] , (2.10)$$

Підставивши значення у залежність (2.10) отримаємо

$$p = \frac{50 \cdot 314 \cdot 815}{75 \cdot 5 \cdot \dots \cdot 10} = \text{МПа}$$

Допустимий тиск на поверхні контакту для пари загартована сталь-бронза $[p] = 12 \dots 15 \text{ МПа}$.

Отже стійкість проти спрацювання забезпечується, оскільки

$$p = 8,15 \text{ МПа} < [p] = 12 \text{ МПа}$$

2.3.2.2. Розрахунок елементів передачі гвинт-гайка на міцність

Проводимо розрахунок витків різьби гайки на зріз. Напруження зрізу, які виникають при дії осьової сили [21]:

$$\tau = \frac{F}{F_{zp}} \leq [\tau]_{zp}, \quad (2.11)$$

46

де $k = 0,65$ – коефіцієнт повноти різьби; $[\tau]_{zp} = (25...30) \tau_{zp} = \text{МПа}$ – допустимі напруження зрізу для бронзи.

Підставивши значення у залежність (2.11) отримаємо

$$\tau = \frac{F}{F_{zp}} = \frac{314 \cdot 80 \cdot 50 \cdot \dots}{0,65 \cdot 5 \cdot 88} \leq [\tau]_{zp} = 25 \text{ МПа}.$$

Отже міцність витків різьби гайки на зріз забезпечується, оскільки

$$5,88 \tau_{zp} = \text{МПа} < [\tau]_{zp} = 25 \text{ МПа}.$$

Проводимо розрахунок корпусу гайки на розтяг з крученням [21]: $\sigma \leq [\sigma]_p$, (2.12)

$$\sigma = \frac{F \beta}{A} \leq [\sigma]_p$$

де D – зовнішній діаметр гайки; $\beta = 1,3$ – коефіцієнт що враховує

закручування гайки; $[\sigma]_p = (35...45) \sigma_p = \text{МПа}$ – допустимі напруження розтягу.

Підставивши значення у залежність (2.12) отримаємо

$$= \frac{448 \cdot 10^3}{314 \cdot 100} \cdot \sigma_p \text{ МПа.} \quad (2.12)$$

Отже міцність корпусу гайки на розтяг з крученням забезпечується, оскільки

$$= 22 \sigma_p \text{ МПа} < [\sigma]_p = 35 \text{ МПа.}$$

Проводимо розрахунок гвинта на розтяг (стиск) з крученням.

Напруження розтягу [22]:

$$\sigma = \frac{4 F}{\pi d^2} \quad (2.13)$$

де d – діаметр отвору гвинта, по якому здійснено посадку на трубу

затиску.

Підставивши значення у залежність (2.13) отримаємо

$$\sigma = \frac{448 \cdot 10^3}{314 \cdot 60^2} \cdot \sigma_p \text{ МПа.} \quad (2.14)$$

Напруження кручення від дії максимального моменту у різьбі [22]:

$$= \frac{T}{d^3}, (2.14)$$

$$\tau = \frac{16}{\pi d^3} T$$

де $6069087 \text{ Н} \cdot \text{м}$
 $d = 10 \text{ мм}$, $\alpha = 0,2$

Підставивши значення у залежність (2.14) отримаємо

$$\tau = \frac{16 \cdot 6069087}{\pi \cdot 10^3} = 226 \text{ МПа}$$

$$\tau = 226 \text{ МПа}$$

$$\left(\frac{\tau}{\sigma_T} \right)^2 = 0,2^2$$

$$\sigma_T = \frac{226}{0,2} = 1130 \text{ МПа}$$

Еквівалентне напруження за III теорією міцності визначається за залежністю [22]:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$[\sigma] = 0,2 \cdot \sigma_T = 226 \text{ МПа} \quad (2.15)$$

де $[\sigma]$ – допустиме еквівалентне напруження; $\sigma_T = 730 \text{ МПа}$ – границя текучості для матеріалу гвинта – сталь 18ХГТ.

Підставивши значення у залежність (2.15) отримаємо

$$\sqrt{57,8^2 + 3 \cdot 226^2} = 0,2 \cdot 730$$

$$\sigma_E = 57,8 \text{ МПа}$$

Отже міцність гвинта на розтяг (стиск) з крученням забезпечується, оскільки

$$57,8 \text{ МПа} < [\sigma] = 0,2 \cdot 730 = 146 \text{ МПа}$$

2.3.3. Розрахунок зчпної зубчастої муфти

В якості матеріалу для елементів зчпної зубчатої муфти приймаємо конструкційну сталь 40Х з подальшою термообробкою зубів зубчастих вінців не нижче 42 HRC_e.

Розрахункова схема для розрахунку зчпної зубчатої муфти на зносостійкість приведена на рис. 2.4. У відповідності до [23] рахують, що навантаження розподіляється рівномірно між усіма зубами і що контакт зубів проходить в межах всієї довжини b робочої висоти $h = m + 0,8m$, яка складається із висот головок зубів; m - модуль зубів елементів зчпної зубчатої муфти.

48

T

b

Рис. 2.4. Розрахункова схема для розрахунку зчпної зубчатої муфти на зносостійкість

Умова зносостійкості [23]:

T [p]

$$0,9 \cdot (2.16) p$$

$$\leq \frac{2 \cdot b \cdot D \cdot \dots}{D}$$

де p – тиск на поверхні зубів; $[p] = 12 \dots 15 \text{ МПа}$ – допустимий тиск на поверхні зубів; D_d – діаметр діляльного кола; b – ширина зуба. Підставивши значення у залежність (2.16) отримаємо

$$= \frac{226 \cdot 10 \cdot 0,9 \cdot 6}{150 \cdot 2} = 0,96 \text{ МПа.}$$

Отже умова зносостійкості зубів зчпної зубчатої муфти забезпечується, оскільки

$$p = 2 \text{ МПа} < [p] = 12 \text{ МПа.}$$

2.3.4. Розрахунок нерухомого шліцьового з'єднання шпинделя та стакана із зубчатим вінцем

Враховуючи зовнішній діаметр кінця шпинделя, який рівний 100 мм вибираємо нерухоме шліцьове з'єднання D-10x92x98x14 по ГОСТ 1139-80 із наступними геометричними параметрами: $D=98$ мм – зовнішній діаметр; $d=92$

мм – внутрішній діаметр; $b=14$ мм – ширина зуба шліца; $z=10$ – кількість зубів шліцьового з'єднання; $h=2,5$ мм – висота робочої поверхні контакту зубців.

Основний розрахунок шліцьового з'єднання – на зминання робочих поверхонь зубців. Для з'єднання, навантаженого обертальним моментом T , розрахункова схема приведена на рис. 2.5.

Рис. 2.5. Розрахункова схема для розрахунку шліцьового з'єднання, навантаженого обертальним моментом, на зминання

Умовне напруження зминання [24]:

$$F \leq [\sigma]_{zm} A_{zm} \quad (2.17)$$

A – розрахункова площа зминання; $[\sigma]_{zm} = 80 \dots 100$

де F – колова сила; $_{zm}$

МПа – допустиме напруження, що запобігає зминанню і спрацюванню зубців для нерухомих з'єднань з незагартованими поверхнями.

Колова сила визначається за залежністю

$$F = 2T d \quad (2.18)$$

де T – максимальний крутильний момент необхідний для затиску, який передається від шпинделя; $_{m}$

d – дільний діаметр шліцьового з'єднання.

Розрахункова площа зминання

$$A_{hlz} \xi_{zm} \quad (2.19)$$

де l – довжина шліцьового з'єднання; $\xi = 0,75 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що

враховує нерівномірність розподілу навантаження на зубці.

Підставивши залежності (2.18) та (2.19) у (2.17) отримаємо: 2 , (2.20)

$$T \quad \sigma = \leq$$

$$[\sigma]_{зм} = \xi \cdot d \cdot hlz_m$$

Підставивши значення у залежність (2.16) отримаємо

$$2226 \cdot 10^3,$$

..

$$\sigma = 80 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зм} = 95,25 \cdot 22 \cdot 10^3,$$

$$0,75 \cdot 11,5$$

....

Отже умова на змінання робочих поверхонь зубців забезпечується, оскільки

$$11,5 \cdot \sigma_{зм} = 80 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 80 \text{ МПа.}$$

2.3. Висновки по розділу 2

В рамках розгляду даного розділу можна зробити такі висновки: 1. Розроблено конструктивну схему електромеханічного приводу затиску від шпинделя приводу головного руху.

2. Розроблено конструкцію мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК, що являє собою мехатронну привідну систему прямої дії (мотор-шпиндель), із енергоефективним приводом затиску від шпинделя. Мехатронний модуль головного руху забезпечує максимальний крутний момент 270 Н·м і максимальну потужність 27 кВт. та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 1...6600 об/хв.

3. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик електромеханічного приводу затиску. Максимальна лінійна швидкість гвинта з тягою затиску становить 1,08 м/хв. при максимальній частоті обертання шпинделя, а максимальна швидкість ковзання в гвинтовій парі – 25,76 м/хв.

Максимальна колова сила на гвинті становить 7,1 кН, максимальна осьова сила на трубі затиску – 48 кН. Максимальний крутний момент на гвинті без врахування втрат у підшипниках шпинделя при затиску – 266 Н·м

4. Проведено перевіірочні розрахунки елементів електромеханічного

приводу затиску: на стійкість проти спрацювання та на міцність передачі гвинт-

51

гайка електромеханічного приводу затиску; на зносостійкість зчпної зубчастої муфти; на змінання робочих поверхонь зубців. В результаті перевірочних розрахунків встановлено умови на стійкість проти спрацювання, міцність, зносостійкість та на змінання виконуються.

3. НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Структурна схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя

Приводи затиску із самогальмівними механізмами є одними з найбільш економічних і безпечних. Це досягається завдяки використанню в складі приводу затиску однієї або декількох самогальмуючих передач, які після досягнення необхідного зусилля затиску в затискному патроні фіксують напружений стан механічної системи затискного механізму після вимкнення двигуна приводу затиску. Цей стан вони також підтримують навіть при аварійній втраті живлення верстата.

У розробленому і досліджуваному приводі затиску використовується самогальмуючий механізм у вигляді гвинтової передачі, який має такі переваги як економічність виготовлення та експлуатації та простоту конструкції. Гвинтова передача, як механізм самогальмування, забезпечує передачу зусилля тільки в одному напрямів та для неї характерним є два режими усталеного рівноважного руху: тяговий; розгальмовування. В тяговому режимі самогальмування не проявляється при передачі зусиль (моментів) від ведучої до веденої ланки. В режимі розгальмовування рух можливий лише при двох ведучих ланках. ЗМ у яких підтримання напруженого стану системи відбувається за рахунок самогальмування.

Структурна схема затискного механізму із клиновим затискним патроном та електромеханічним приводом затиску від шпинделя, що містить самогальмівну гвинтову передачу, приведений на рис. 3.1. Енергія до статора мотор-шпинделя підводиться від джерела енергії ДЕ (цехова електромережа з напругою U) через комутуючий пристрій К. Комутуючий пристрій керує роботою вмонтованого частотно-регульованого асинхронного двигуна мотор шпинделя МШ, який забезпечує обертальний момент шпинделя в режимі обробки M_p та обертальний момент в режимі затиску M_z .

Приводний самогальмуючий механізм ПрСМ, виконаний у вигляді гвинтової пари, забезпечує зміну характеристик руху вихідної ланки частотно регульованого асинхронного двигуна мотор-шпинделя, перетворює обертальний момент в режимі затиску M_z у осьову силу приводу F_a та фіксує напружений стан

усього затискного механізму після його вимкнення. Безпосередню фіксацію об'єкта затиску ОЗ з радіальним зусиллям F_r здійснює затискний патрон ЗП.

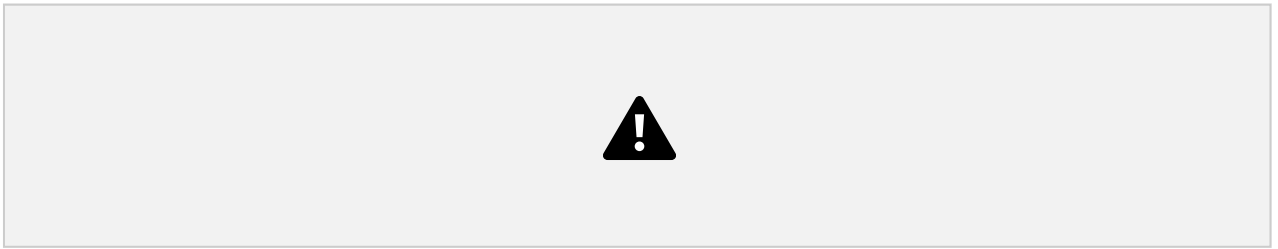


Рис. 3.1. Структурна схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та самогальмівним механізмом

З метою автоматичного регулювання параметрів роботи затискного механізму в його структурній схемі реалізовані зворотні зв'язки ЗВ1 та ЗВ2 (рис.3.1.). Величина вихідного зусилля електромеханічного приводу затиску від шпинделя ефективно регулюється з допомогою комутуючого пристрою К шляхом зміни параметрів струму статора мотор-шпинделя. Автоматичне регулювання осьової сили приводу F_a здійснюється за рахунок зворотного зв'язку ЗВ2. Осьове переміщення труби затиску виступає керуючим сигналом. Переміщення труби затиску вимірюється датчиком лінійних переміщень, диск якого закріплений на кінці труби затиску. Для компенсації впливу відцентрових сил на роботу затискного механізму служить зворотній зв'язок ЗВ1, в якому використовується датчик числа обертів і положення шпинделя мотор-шпинделя. Сигнал з цього датчика подається на електронний керуючий пристрій, що змінює параметри струму статора мотор-шпинделя.

3.2. Моделювання процесу затиску-розтиску в затискному механізмі з електромеханічним приводом затиску від шпинделя

3.2.1. Розрахункова схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя

Розрахункова схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя для визначення кінематичних характеристик та аналізу енергетичного балансу приведена на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Розрахункова схема затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя для аналізу енергетичного балансу

При аналізі процесів затиску-розтиску в затискному механізмі з електромеханічним приводом затиску від шпинделя необхідно враховувати: - сили пружності гвинтової передачі з жорсткістю c_{zn}

c , труби затиску з

жорсткістю c_{mz}

c , підшипників гайки з осьовою жорсткістю $c_{зк}$

c ;

- сили тертя між елементами приводу затиску: m

S - сила тертя труби

затиску у контакті із шпинделем при взаємному переміщенні поверхонь на величину ходу труби затиску m

x ; T_ϵ - момент тертя в гвинтовій передачі

приводу затиску;

- сили інерції поступального руху труби затиску із гвинтом, які мають масу m_m та обертального руху шпинделя із ротором привідного двигуна із моментом інерції J_p

J , затискного патрона із моментом інерції J_n

J_n та труби

затиску із моментом інерції J_m ;

- питомі тиски на поверхнях затиску;
- характер взаємодії магнітного поля статора двигуна з активними елементами ротора.

3.2.2. Кінематичні характеристики затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя

Досліджуваний затискний механізм з електромеханічним приводом затиску від шпинделя містить у своїй структурі два перетворювачі механічної енергії – гвинтовий приводний самогальмуючий механізм та клиновий механізм трикулачкового токарного патрона моделі KFD-HS200 фірми Röhм GmbH.

Обертання шпинделя із трубою затиску та гвинтом з кутовою швидкістю ω_ϕ забезпечує його поступальний рух із трубою затиску зі швидкістю V_m . Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі рівностей відношень кута повороту ротора двигуна до осьового переміщення труби затиску x_m за один повний оберт ϕ_ϕ до осьового переміщення x_ϕ [21, 23]:

$$\frac{\phi_\phi}{2\pi} = \frac{dx_m}{dh} \quad (3.1)$$

де h - крок різі.

Після диференціювання лівої та правої частини (3.1) за часом отримаємо

$$\frac{d\phi_\phi}{d\phi} = \frac{dx_m}{dh}$$

$$= \frac{d\phi}{dt}, \quad (3.2)$$

ϕ - кутова

d

dx - лінійна швидкість труби затиску;

де m

$m V$

ω

$\frac{d}{dt}$

dt

швидкість ротора двигуна мотор-шпинделя.

Тоді залежність (3.2) буде мати вигляд

$$= \frac{h}{d} \omega, \quad (3.3)$$

$\omega, d \operatorname{tg} \psi$

$\frac{d}{dt}$

де ψ

d - середній діаметр різьби;

ψ - кут підйому гвинтової лінії.

56

Прийнявши $i_{zg} = 0,5 d_2 \operatorname{tg} \psi$ та підставивши у залежність (3.3) отримаємо

$$V_{zg} = \omega i_{zg} = \frac{d}{2} \omega \operatorname{tg} \psi, \quad (3.4)$$

У трикулачковому токарному патроні рух клинової втулки в осьовому напрямку зі швидкістю V_m забезпечує радіальний рух затискних елементів (кулачків) зі швидкістю V_{3E} . Взаємозв'язок між цими кінематичними параметрами можна встановити на основі рівностей відношень осьового переміщення m

х труби затиску із клиновою втулкою до радіального переміщення $_{3E}$ у затискних елементів [21]

x

x

$$y_{3E}^{ctg\beta} = y_{3E}^m, \text{ або } ctg\beta = y_{3E}^m, \quad (3.5)$$

де

β - кут клина клинового механізму трикулачкового токарного патрона.

Після диференціювання лівої та правої частини (3.5) за часом отримаємо

$$\frac{dy_{3E}}{dt} = \frac{dx_{m3E}}{dt} \cdot ctg\beta = \dots, \quad (3.6)$$

$\frac{dy_{3E}}{dt}$ - лінійна швидкість затискних елементів.

де $V_{3E} = \frac{dx_{m3E}}{dt}$

Тоді залежність (3.6) буде мати вигляд

$$V_m = V_{3E} \cdot ctg\beta. \quad (3.7)$$

Прийнявши $i_{3П} = ctg\beta$ та підставивши у залежність (3.7) отримаємо

$$V_m = V_{3E} \cdot i_{3П}, \text{ або}$$

$$V_m = V_{3E} \cdot i_{3П} \quad (3.8)$$

Підставимо (3.4) у (3.8) отримаємо

$$V_m = V_{3E} \cdot i_{3П}$$

$$\phi^{\circ}. \quad (3.9)$$

3.2.3. Енергетичний баланс електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску

При аналізі енергетичного балансу тільки електромеханічного приводу

затискному пристрої не враховуємо. Визначивши втрати енергії E_Z , що витрачається приводом затиску під час затиску, можна провести аналіз енергетичного балансу електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску [21].

Для електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску втрати енергії приводу E_Z рівні [21]:

$$E_Z = E_{pm} + A_{Ft}, \quad (3.10)$$

де E_{pm} – енергія, що витрачається на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску; A_{Ft} – робота (еквівалент енергії), що виконується для подолання сил тертя.

Енергія, що витрачається на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску є сумою кінетичних енергій ланок, що здійснюють обертальний і поступальний рух, тобто:

$$E = \sum_{i=1}^n m_i V_i^2 + \sum_{j=1}^k J_j \omega_j^2, \quad (3.11)$$

Де m_i – маса i -ї ланки, яка здійснює лінійне переміщення; V_i – лінійна швидкість i -ї ланки; J_j – момент інерції j -ї ланки, яка здійснює обертальний рух; ω_j – кутова швидкість j -ї ланки; n – лінійне переміщення; k – кількість ланок, які обертаються.

Лінійне переміщення здійснює труба затиску із закріпленими на ній елементами, маса якої рівна m_m . Тоді енергія, що витрачається на лінійне переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску, визначиться за залежністю:

$$E = \sum_{i=1}^n m_i V_i^2 + \frac{1}{2} m_m V_m^2, \quad (3.12)$$

де V_m – швидкість поступального руху труби затиску із закріпленими на ній

Обертвий рух здійснює шпindel із ротором привідного двигуна із моментом інерції J_p

J_n , затискний патрон із моментом інерції J_n , закріплений на шпindelі та труба затиску із моментом інерції J_m

Тоді енергія, що витрачається на обертвий рух інерційних ланок електромеханічного приводу затиску, визначиться за залежністю:

$$\begin{aligned}
 & \sum_{j=1}^k \left(J_p \omega_j^2 + J_n \omega_j^2 + J_m \omega_j^2 + (J_p + J_n + J_m) \omega_j^2 \right) \\
 & = \sum_{j=1}^k (J_p + J_n + J_m) \omega_j^2 \\
 & = \sum_{j=1}^k (J_p + J_n + J_m) \dot{\varphi}_j^2, \quad (3.13)
 \end{aligned}$$

Підставивши вирази (3.12) та (3.13) у залежність (3.11) отримаємо залежність для визначення енергії, що витрачається на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску

$$\begin{aligned}
 & E = \sum_{j=1}^k (J_p + J_n + J_m) \dot{\varphi}_j^2 \\
 & = \sum_{j=1}^k (J_p + J_n + J_m) \dot{\varphi}_j^2, \quad (3.14)
 \end{aligned}$$

Врахувавши залежність (3.3) отримаємо:

$$\begin{aligned}
 & (\dots) \\
 & m, d \operatorname{tg} (J J J)
 \end{aligned}$$

$$E = \frac{\omega \psi + \omega}{2} \quad (3.15)$$

або
 $= + , (3.15)$

$$\omega \psi \cdot (3.16) E = m , d \operatorname{tg} + J + J + J$$

Робота (еквівалент енергії) A_{F_t} , що виконується для подолання сил тертя, в електромеханічному приводі затиску від шпинделя складається з наступних робіт [21]: сил тертя труби затиску у контакті з шпинделем T_m Спри взаємному переміщенні поверхонь на величину ходу труби затиску m x ; тертя в гвинтовій

передачі електромеханічного приводу затиску, що створюють момент сил тертя $T M_2$ при повороті на кут ϕ знехтуємо.

ϕ . Роботою тертя у підшипниках

$$A_{F_t} = S_m x + M \phi \cdot (3.17)$$

Момент, що створюється силами тертя у гвинтовій передачі $T M_2$, може бути визначений як дія тангенціальної складової сил тертя F_t з плечем рівним половині середнього діаметра різьби гвинтової передачі [21]:

$$T M_2 = 0,5 d_2 F_t \cdot (3.18)$$

Тангенціальна складова F_t сили тертя залежить від осьового навантаження F_a , що виникає на виході даної передачі [21]:

$$F_t = F \operatorname{tg}(\phi') \quad (3.19)$$

де ϕ' – кут тертя в різьбовому з'єднанні.

ϕ' – зведений кут тертя в

Таким чином, момент, що створюється силами тертя у гвинтовій передачі під дією навантаження F_a може бути визначений з наступної залежності: $M = , d F$

$$\operatorname{tg}(\phi') \quad a$$

T

$$0,5 \cdot (3.20)$$

z 2

Сила тертя T_m

Струби затиску з шпинделем [21]:

T

$$S = gm f, (3.21)$$

m m m

де g – прискорення вільного падіння;

f – коефіцієнт тертя труби

затиску та шпинделя.

Підставивши залежності (3.20) та (3.21) у залежність (3.17), отримаємо ()

$$F_{t m m a \delta} A = gm f x + 0,5 d_2 F tg \phi' \phi . (3.22)$$

Підставивши у залежність (3.22) залежність (3.1) отримаємо:

$$\frac{\phi}{h} ()_{a \delta}$$

= + '

$$2. (3.23)$$

$$A gm f \phi \phi$$

$$d F tg$$

$$\frac{\delta}{\pi} \quad 0,5$$

3.2.4. Дослідження енергетичного балансу електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску

Дослідження енергетичного балансу у процесі затиску здійснювалося для розробленого електромеханічного приводу затиску від шпинделя при наступних вихідних даних.

Маса труба затиску із закріпленими на ній елементами – $m_m = 1,2$ кг. Момент інерції шпинделя із ротором привідного двигуна – $J_{p R SP} = J + J$. За даними фірми Indramat [22] момент інерції ротора привідного асинхронного двигуна 1MB310B мотор-шпинделя $J_{R} = 0,477$ кг·м². Момент інерції шпинделя

60

за проведеними розрахунками становить $J_{SP} = 0,05$ кг·м². Тоді момент інерції шпинделя із ротором привідного двигуна $J_{p} = 0,477 + 0,05 = 0,527$ кг·м². Моментом

інерції клинового трикулачкового токарного патрона моделі $J_{0,1} = \text{кг} \cdot \text{м}^2$.
 KFD-HS200 фірми Röhм GmbH – $J_{0,1}$

Моментом інерції труби затиску за проведеними розрахунками становить $J_{0,0059} = \text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Геометричні параметри трапецеїдальної різьби гвинта Tr80x10-4e наступні:
 $d_2 = 75$ мм – середній діаметр різьби; $h = 10$ мм – крок різьби; $z = 1$ –
 число заходів різьби; $0,0425$, де ψ – кут
 $\alpha = 30^\circ$ – кут профілю різьби; $\text{tg} \psi =$
 підйому гвинтової лінії.

Зведений кут тертя в різьбовому з'єднанні [21]: $\text{tg} \phi' = f \cos(\alpha/2)$, де f –
 коефіцієнт тертя.

Коефіцієнт тертя труби затиску та шпинделя приймемо рівним $f_{0,1} =$.

Для розрахунків було прийнято кут повороту $11,6 \phi_0 = \text{рад.}$, що відповідає
 переміщенню труби затиску на довжину $18,6$ мм, та кутову швидкість ротора
 двигуна мотор-шпинделя $= 52 \omega_0 = \text{рад/с}$, що відповідає частоті обертання
 шпинделя при затиску 500 об/хв.

Дослідження проводилися за допомогою пакета MathCAD в діапазоні
 осьової сили приводу затиску $F_a = 10 \dots 30 \text{ кН}$ та коефіцієнті тертя у гвинтовій парі
 $f = 0,1 \dots 0,15$.

На рис. 3.2 приведені результати моделювання втрат енергії $E_{z\gamma}$ механічній
 частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в
 залежності від осьової сили приводу затиску при коефіцієнті тертя у гвинтовій
 парі $f = 0,1$ та $f = 0,15$.

Аналіз графічних залежностей втрати $A_{F\gamma}$ для подолання сил тертя від
 величини від осьової сили приводу затиску F_a при $f = 0,1$ показує, що із
 збільшенням осьової сили приводу у 3 рази (від 10 до 30 кН) втрати енергії на
 подання сил тертя збільшилися у 2,65 раз.

$$\begin{matrix} (F_a) E_{z1}(F_a) & 2,5 \cdot 10^3 & 2 \cdot 10^3 \\ E_{z2}(F_a) & & \\ 3 \cdot 10^3 & & \end{matrix}$$

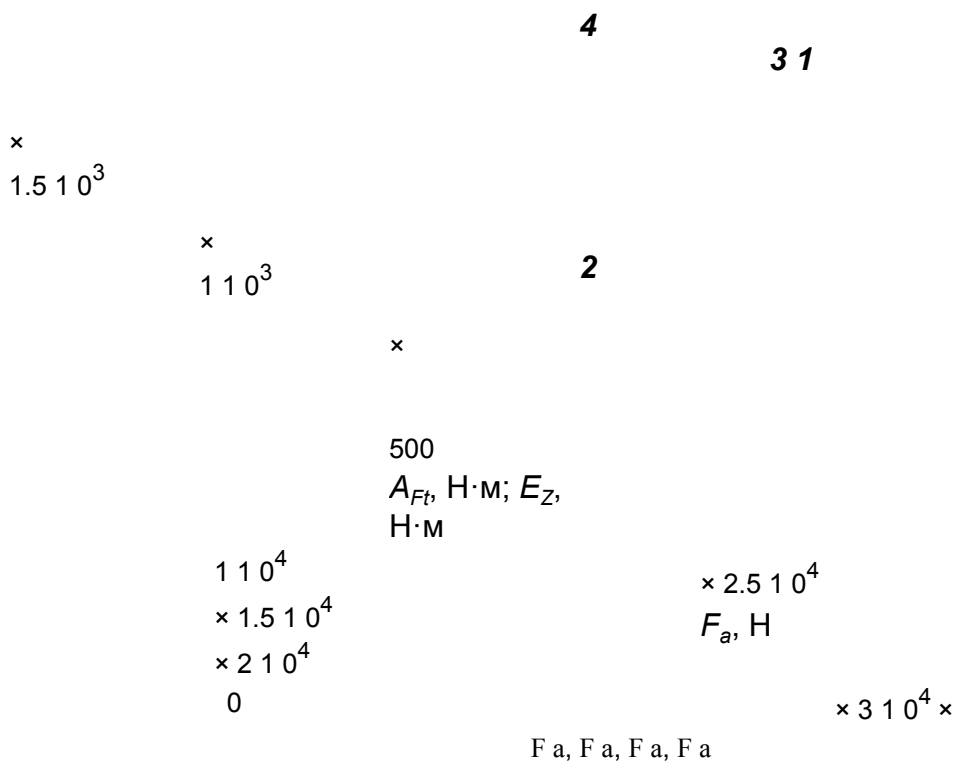


Рис. 3.3. Графічні залежності втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в залежності від осьової сили приводу затиску F_a : 1, 2 – втрати A_{Ft} для подолання сил тертя при $f = 0,1$ та $f = 0,15$ відповідно; 3, 4 – сумарні втрати енергії E_Z при $f = 0,1$ та $f = 0,15$

Збільшення коефіцієнта тертя з $f = 0,1$ до $f = 0,15$ призводить до збільшення втрат енергії для подолання сил тертя із 490 Н·м до 700 Н·м при мінімальній осьовій силі приводу затиску 10 кН та із 1350 Н·м до 2050 Н·м при максимальній осьовій силі приводу затиску 30 кН.

Як свідчать графічні залежності сумарні втрати енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя E_Z при коефіцієнтах тертя у гвинтовій парі $f = 0,1$ та $f = 0,15$ збільшуються на величину енергії E_{pm} , що витрачається на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску, рівну 886 Н·м при кутовій швидкості ротора двигуна мотор-шпинделя = 52 ω_0 рад/с, що відповідає частоті обертання шпинделя при затиску 500 об/хв.

По результатах моделювання можна зробити наступні висновки:

1. При мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у

гвинтовій парі $f = 0,1$ втрати енергії для подолання сил тертя A_{Ft} становлять 35% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску.

2. При максимальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,1$ втрати енергії для подолання сил тертя A_{Ft} становлять 60% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску.

3. При мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,15$ втрати енергії для подолання сил тертя A_{Ft} становлять 44% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску.

4. При максимальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,15$ втрати енергії для подолання сил тертя A_{Ft} становлять 70% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску.

3.4. Висновки по розділу 3

Відповідно до результатів, досягнутих у розділі 3 можна зробити такі висновки:

1. Розроблено структурну схему затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя, що містить джерело енергії, комутуючий пристрій, частотно-регульований асинхронний електродвигун мотор-шпинделя, самогальмівну гвинтову передачу, затискний патрон.

2. Розроблено розрахункову схему затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя для визначення кінематичних характеристик та аналізу енергетичного балансу. 3. Виведено залежності для визначення кінематичних характеристик

затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та встановлено взаємозв'язок між ними.

4. Розроблено математичну модель для визначення загальних втрат енергії у

механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя у процесі затиску. Математична модель враховує втрати енергії на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску та роботу (еквівалент енергії), що виконується для подолання сил тертя у самогальмівній гвинтовій парі.

5. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено моделювання втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в залежності від осьової сили приводу затиску при двох значеннях коефіцієнта тертя у гвинтовій парі $f = 0,1$ та $f = 0,15$ та при кутовій швидкості ротора двигуна мотор-шпинделя $= 52 \omega_0$ рад/с, що відповідає частоті обертання шпинделя при затиску 500 об/хв.

6. В результаті моделювання встановлено, що при мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,1$ втрати енергії для подолання сил тертя становлять 35% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску, а при максимальній – 60%. Також встановлено, що при мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,15$ втрати енергії для подолання сил тертя становлять 44% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску, а при максимальній – 70%.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги безпеки до токарного верстата з ЧПК з точки зору охорони праці

Безпека виробничого обладнання забезпечується правильним вибором принципів його дії, кінематичних схем, конструктивних рішень (у тому числі форм корпусів, складальних одиниць та деталей), робочих тіл, параметрів робочих процесів, використання різних засобів захисту. Останні повинні вписуватися у конструкцію машин та агрегатів.

Засоби захисту мають бути багатофункціонального типу, тобто вирішувати кілька завдань одночасно. Конструкція токарного верстата з ЧПК повинна забезпечувати огороження небезпечних елементів та зниження рівня шуму і вібрації.

Оскільки у токарного верстата з ЧПК наявна підсистема електроприводу, останній має бути виконаний відповідно до Правил побудови електричних установок. У верстаті повинні передбачатись засоби захисту від електромагнітних випромінювань, забруднень атмосфери пилом.

Надійність токарного верстата з ЧПК визначається ймовірністю порушення нормальної роботи обладнання. Такі порушення можуть бути причиною аварій, травм. Велике значення у забезпеченні надійності має міцність конструктивних елементів. Конструкційна міцність визначається міцністю як матеріалу конструкції елементів верстата, так і його кріпильних з'єднань (зварні шви, заклеювання, штифти, шпонки, різьбові з'єднання), а також умовами їх експлуатації (наявність, мастильного матеріалу, корозія під дією навколишнього середовища, наявність надмірного зношування тощо).

Велике значення у забезпеченні надійної роботи токарного верстата з ЧПК є наявність необхідних контрольно-вимірювальних приладів та пристроїв автоматичного керування та регулювання.

При неспрацьовуванні автоматики надійність роботи токарного верстата з ЧПК визначається ефективністю дій обслуговуючого персоналу. Тому токарний верстат з ЧПК та робоче місце оператора повинні проектуватися з урахуванням фізіологічних та психологічних можливостей людини та її антропометричних

даних.

На токарному верстаті з ЧПК необхідно забезпечити можливість швидкого правильного зчитування показань контрольно-вимірювальних приладів та чіткого сприйняття сигналів. Наявність великої кількості органів управління та приладів (шкал, кнопок, рукояток, світлових та звукових сигналів) викликає підвищену втому оператора.

Органи управління токарного верстата з ЧПК повинні бути надійними, доступними і добре помітними, зручними в користуванні. Вони розташовані безпосередньо на токарному верстаті з ЧПК та його спеціальному пульті, віддаленому від нього на деяку відстань.

Токарний верстат з ЧПК повинен бути зручними для огляду, змащування, розбирання, налагодження, прибирання, транспортування, встановлення та управління ним в роботі.

Ступінь стомлюваності оператора на токарному верстаті з ЧПК обумовлена не тільки нервовим і фізичним навантаженням, а й психологічним впливом навколишнього середовища, тому велике значення має вибір кольору зовнішніх його поверхонь та приміщення.

Найважливішою умовою забезпечення безпеки токарного верстата з ЧПК є облік та виконання вимог безпеки на всіх етапах його створення, починаючи з розробки технічного завдання на проектування та закінчуючи здаванням дослідних зразків у серійне виробництво. Перелік таких вимог визначається з урахуванням аналізу небезпечної зони виробничого устаткування [24].

4.2. Небезпечні зони і заходи по забезпеченню безпечної роботи токарного верстата з ЧПК

При підготовці токарного верстата з ЧПК до роботи потрібно:

- перевірити наявність і справність кожухів та кришок;
- особливу увагу звертати на надійність кріплення кожухів та кришок, що закривають пасові передачі приводів револьверного супорта та зону різання; – перевіряти надійність заземлення верстату і його складових частин, правильність роботи блокувальних пристроїв верстату.

При першопочатковому пуску перевірити дію кнопки «аварійний стоп» з грибовидним штовхачем червоного кольору, розташованою на пульті керування верстатом, що забезпечує відключення всього електрообладнання верстата незалежно від циклу його роботи.

В процесі роботи токарно верстата з ЧПК необхідно дотримуватись загальних вимог безпеки при роботі на металорізальних верстатах. При цьому необхідно:

- періодично перевіряти надійність заземлення верстата і його складових частин;
- слідкувати за попереджувальною сигналізацією пульта керування і за нормальною освітленістю верстата;
- не включати верстат, якщо який-небудь щит огороження або екран зняті;
- під час роботи верстата забороняється проводити регулювання або налагодження його механізмів;
- не працювати на верстаті без екрана, що закриває зону різання, та кожухів і кришок, що закривають пасові передачі приводів поперечного та поздовжнього переміщень револьверного супорта;
- не працювати при відкритих дверцях електрошаф;
- замінювати деталь потрібно тільки при повністю зупиненому шпинделі верстата;

67

- чищення та витирання верстату проводити тільки після його зупинки і відключення від електромережі;
- слідкувати за тим, щоб робоче місце біля верстата не було загроможденим.

4.3. Оцінка психофізіологічних та ергономічних факторів та вимоги до організації робочого місця оператора токарного верстата з ЧПК

Психофізіологічні небезпечні та шкідливі виробничі фактори діляться на: фізичні навантаження (статичні, динамічні) та нервово-психічні навантаження (розумова перенапруга, перенапруга зорових аналізаторів, монотонія, емоційні навантаження).

Токарний верстат з ЧПК обслуговують оператор та налагоджувальник. Налагодження та переналагодження здійснює налагоджувальник, а підналагодження, оперативну роботу та контроль за роботою – оператор.

Функції оператора при експлуатації токарно верстата з ЧПК зводяться до встановлення, закріплення та вивірки пристосування та інструменту на верстаті, встановлення заготовок, заміни інструменту, зняття деталей та спостереження за ходом роботи верстата.

Робота оператора пов'язана з робочою позою стоячи, непостійною ходьбою та супроводжується тимчасовою незначною фізичною напругою та енерговитратами в межах 121–150 ккал/год (140-150 Вт). Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 вона відноситься до легкої фізичної роботи.

Під час роботи оператора відсутні статичні навантаження, пов'язані з утриманням вантажів. У зв'язку з роботою в позі стоячи та недостатньою ходьбою на оператора діє гіподинамія та підвищене навантаження на ноги. Для профілактики передбачено виробничу гімнастику, зміну робочої пози в процесі роботи, загальні заходи щодо зниження стомлюваності та монотонності праці.

За напруженістю праці робота оператора характеризується підвищеною відповідальністю за технологічний процес та підвищеним нервово-емоційним

навантаженням при встановленні, закріпленні, вивірці пристроїв. Режим праці верстатника фізіологічно обґрунтований. Робота здійснюється у дві зміни. Нічна зміна виключається. Тривалість робочого дня становить 8 годин. Крім обідньої перерви тривалістю одну годину в першій та в другій половині дня

передбачаються двадцятихвилинні перерви на відпочинок та фізіологічні потреби.

Робоче місце оператора – це місце в системі «людина-техніка», оснащене засобами відображення інформації, органами керування і допоміжним обладнанням, на якому здійснюється його трудова діяльність. Правильна організація робочого місця передбачає розв’язання таких основних завдань [24]:

- вибір раціональної робочої пози;
- раціональне розміщення індикаторів і органів керування у відповідності з їх важливістю і частотою користування в межах поля зору і зон досягання;
- забезпечення оптимального огляду робочого місця;
- відповідність конструкції технічних пристроїв і робочих меблів антропометричним, фізіологічним і психологічним характеристикам людини; – відповідність інформаційних потоків можливостям людини щодо сприймання і переробки інформації;
- забезпечення сприятливих санітарно-гігієнічних умов праці; – забезпечення умов для відпочинку оператора в процесі роботи.

Безпосередній вплив на функціональний стан і працездатність оператора, а також надійність, швидкість і точність його роботи має виробниче середовище. Воно може бути комфортним, відносно дискомфортним, екстремальним та надекстремальним.

Інформація про стан керованого об’єкта поступає від засобів відображення інформації, якими є різні прилади і які формують сенсорне поле на робочому місці. За функціями інформації засоби відображення інформації поділяються на командні (цільові) і ситуаційні. Перші дають відомості про

необхідні дії для досягнення мети, другі - інформацію щодо протікання технологічного процесу та описують наявну ситуацію.

За способом використання показників засоби відображення інформації на токарному верстаті з ЧПК поділяються на три групи [24]:

- для контрольного читання; оператор встановлює наявність чи відсутність

умов роботи, норму чи відхилення від неї якихось параметрів; - для кількісного читання; ці індикатори передають інформацію у вигляді числових значень;

- для якісного читання; інформація вказує на напрямок зміни керованого параметра.

Засоби відображення інформації є технічною основою для побудови інформаційної моделі процесу керування.

Інформаційна модель процесу керування токарним верстатом з ЧПК повинна відповідати таким вимогам [24]:

- за змістом адекватно відображати об'єкти керування і навколишнє середовище;

- за кількістю інформації забезпечувати оптимальний інформаційний баланс і запобігати як дефіциту, так і перевантаженню інформацією оператора; - за формою і композицією відповідати завданням оператора щодо управління і його психофізіологічним можливостям щодо сприймання і переробки інформації.

Системи відображення інформації на токарно-револьверному верстаті з ЧПК виконана у вигляді дисплею промислового комп'ютера та приладових панелей .

Основні принципи компоновання засобів відображення інформації на токарному верстаті з ЧПК такі [24]:

- принцип лаконічності; засіб відображення інформації містить лише ті елементи, які необхідні для забезпечення оператора інформацією про стан верстата і вибір оптимального способу впливу;

- принцип узагальнення і уніфікації означає;

70

- принцип акценту на елементах контролю і керування; це значить, що незалежно від розмірів цих елементів їх символи повинні виділятися дуже чітко на засобах відображення інформації на токарному верстаті з ЧПК;

- принцип просторового співвідношення елементів контролю і керування; розміщення індикаторів на токарному верстаті з ЧПК має бути погоджено з розміщенням відповідних їм органів керування;

- принцип використання звичних асоціацій; доцільно застосувати символи, які асоціюються з об'єктами і явищами, які вони позначають. До просторових характеристик рухів оператора відносяться розміри моторного поля (зони досягання) і траєкторії рухів. Розміри моторного поля для оператора визначаються довжиною витягнутої руки. В моторному полі розрізняють три зони – максимального, допустимого і оптимального досягання. У зонах оптимального і допустимого досягання можливі найбільш точні і швидкі рухи. У зоні максимального досягання точність і швидкість рухів зменшуються, а втома настає швидше.

4.4. Прогнозування можливих надзвичайних ситуацій біля підприємства, їх характеристика

Цех, в якому працює токарний верстат з ЧПК, розташований у місцевості, в якій можуть виникнути такі стихійні лиха:

- у холодний період року можливі рясні снігопади, внаслідок яких може статися припинення вантажопасажирського сполучення підприємства з прилеглими населеними пунктами, обвалення покрівель промислових будівель під вагою снігу, порушення технологічних процесів внаслідок припинення переміщення предметів праці між підрозділами підприємства;

- нормальне транспортне сполучення з підприємством може бути порушене внаслідок ожеледиці;

- через налипання мокрого снігу може статися обрив проводів ліній електропередач;

71

- у теплу пору року можливий спалах сухої трави, як на території підприємства, так і на прилеглий території, що призведе до виникнення природної пожежі, при якій погіршаться умови праці на підприємстві через задимленість повітря, підвищення його температури. Також вітер може переносити іскри на значну відстань, що може призвести до пожежі на складах паливно-мастильних матеріалів;

- у літній період ураганні вітри та град можуть стати причиною пошкодження покрівель будівель, руйнування світлоаераційних ліхтарів, можуть заподіяти шкоду здоров'ю людей, що знаходяться поза будівлями;

- значне підвищення температури у літній період може призвести до погіршення умов праці робітників та до зупинки обладнання. На території підприємства розташований склад, в якому зберігаються паливно-мастильні матеріали, на яких може статися пожежа. Газова котельня, на якій може статися пожежа та вибух, що може призвести до руйнування інших будівель.

4.5. Методи забезпечення захисту працівників підприємства у надзвичайних ситуаціях

Найбільш ефективними методами захисту працівників підприємства є попередження аварій та катастроф. Це досягається як організаційними, так і інженерно-технічними заходами, які полягають у виявленні та усуненні причин можливих аварій, та попередженні наслідків катастроф [25].

Інженерно-технічні заходи включають аналіз інженерних об'єктів та технологічних процесів та внесення до проектів планувальних та технологічних рішень, які мають виключити або знизити ймовірність виникнення аварійної ситуації, або мінімізувати її наслідки. Наприклад, заміну небезпечних процесів у виробництві безпечними. При проектуванні систем водопостачання підприємства необхідно передбачити можливість їх використання для пожежогасіння, знезараження техніки та людей під час хімічної аварії.

72

До організаційних заходів відносять [25]: проведення регулярних навчань з цивільного захисту, навчання співробітників використанню засобів індивідуального захисту, організацію взаємодії сил цивільного захисту підприємства із силами цивільного захисту міста, області.

При великих аваріях (вибухах, пожежах) та стихійних лихах (снігопади, град, ожеледиця) роботи з ліквідації їх наслідків повинні проводитися в найкоротші терміни. Під час обвалення будівель та споруд необхідно

якнайшвидше врятувати людей, які перебувають у завалах та заблокованих у підвальних приміщеннях, надати постраждалим екстрену допомогу.

У разі витоків небезпечних речовин із гальванічних цехів та цехів хіміко термічної обробки необхідно провести укриття персоналу підприємства у захисних спорудах.

Захисна споруда повинна забезпечувати захист від усіх можливих вражаючих факторів: температури, вибухової хвилі, отруйних речовин. Люди повинні мати можливість перебувати в захисній споруді тривалий час.

Діючим способом захисту людей під час надзвичайних ситуацій є їхня евакуація та розосередження, які проводяться за планами, складеними штабом цивільного захисту населеного пункту.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В даній кваліфікаційній роботі магістра вирішено важливу науково прикладну задачу розроблення енергоефективного приводу затиску від шпинделя мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК та дослідження його енергетичного балансу в процесі затиску.

2. Аналіз показав, що незалежно від призначення, схеми роботи і

конструктивного виконання системи ЗМ мають загальну структурну і функціональну схеми, які включають джерело і перетворювач енергії в рушійні сили (моменти), вузол управління, привод з передавально-підсилювальними механізмами, пружною і регулювальною ланками для передавання рушійної сили чи моменту на виконавчий механізм, який перетворює її в силу затиску, що безпосередньо діє на деталь чи декілька деталей.

3. Використання електричного приводу у механізмах затиску токарних верстатів з ЧПК є дуже перспективним, оскільки на даний час існує попит на екологічно чисту технологію з низьким енергоспоживанням. Такі приводи затиску мають швидку реакцію керування, потребують меншого місця для встановлення та менших об'ємів технічного обслуговування (на відміну від гідравлічних), мають добре сконструйований та вентильований електричний приводний двигун для створення сили приводу затиску та високої швидкості обробки. В якості привідного двигуна може використовуватися двигун приводу головного руху або серводвигун. Приводи затиску від головного шпинделя являють собою компактну систему з меншою кількістю компонентів, яка повністю інтегрована в засоби керування верстатом для забезпечення кращого позиційного та силового контролю, має значно нижче загальне енергоспоживання, відсутність гістерезису затиску та ризику втрати затиску у випадку збою живлення.

4. Огляд робіт в області розроблення і дослідження приводів затиску токарних верстатів з ЧПК показав що для створення нових перспективних конструкцій приводів затиску доцільно використовувати силові портрети

74
пружно-силових характеристик системи затискного механізму, диференціально-морфологічний та генетико-морфологічний методи синтезу. Велика увага у проаналізованих роботах приділяється динамічним і математичним моделям затискних механізмів з геометричним замиканням та електромеханічних затискних механізмів, складовими яких є приводи затиску, а також математичним моделям для визначення сил і переміщень у конструктивних рішеннях приводів затиску різного типу в статиці та режимі усталеного обертання.

5. Розроблено конструкцію мехатронного модуля головного руху токарного верстата з ЧПК, що являє собою мехатронну привідну систему прямої дії (мотор-шпindel), із енергоефективним приводом затиску від шпинделя. Мехатронний модуль головного руху забезпечує максимальний крутний момент 270 Н·м і максимальну потужність 27 кВт та безступеневе регулювання частот обертання в діапазоні 1...6600 об/хв.

6. Проведено розрахунок кінематичних і силових характеристик електромеханічного приводу затиску. Проведено перевірочні розрахунки елементів електромеханічного приводу затиску: на стійкість проти спрацювання та на міцність передачі гвинт-гайка електромеханічного приводу затиску; на зносостійкість зчпної зубчастої муфти; на змінання робочих поверхонь зубців. В результаті перевірочних розрахунків встановлено умови на стійкість проти спрацювання, міцність, зносостійкість та на змінання виконуються.

7. Розроблено розрахункову схему затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя для визначення кінематичних характеристик та аналізу енергетичного балансу.

8. Виведено залежності для визначення кінематичних характеристик затискного механізму з електромеханічним приводом затиску від шпинделя та встановлено взаємозв'язок між ними.

9. Розроблено математичну модель для визначення загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя

у процесі затиску. Математична модель враховує втрати енергії на переміщення мас ланок електромеханічного приводу затиску та роботу (еквівалент енергії), що виконується для подолання сил тертя у самогальмівній гвинтовій парі.

10. З використанням пакету прикладних програм MathCAD проведено моделювання втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску від шпинделя в процесі затиску в залежності від осьової сили приводу затиску при двох значеннях коефіцієнта тертя у гвинтовій парі.

11. В результаті моделювання встановлено, що при мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,1$ втрати

енергії для подолання сил тертя становлять 35% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску, а при максимальній – 60%. Також встановлено, що при мінімальній осьовій силі приводу затиску і при коефіцієнті тертя у гвинтовій парі $f = 0,15$ втрати енергії для подолання сил тертя становлять 44% від загальних втрат енергії у механічній частині електромеханічного приводу затиску, а при максимальній – 70%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. . Кузнецов Ю.Н., Волошин В.Н., Неделчева П.М., Эль-Дахаби Ф.В. Зажимные механизмы для высокопроизводительной и высокоточной обработки резанием: Монография/ Под ред. Кузнецова Ю.Н. – Габрово: Университетское издательство «Васил Априлов», 2010. – 724 с.

2. Приводи затискних механізмів металообробних верстатів: Монографія/ Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний. – Луцьк: Вежа-Друк, 2016. – 352 с. 3. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних верстатах: монографія – К.: -

Тернопіль: Терно-граф, 2011. – 692 с. 4. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков – М.: Машиностроение, 1977. – 142 с. 5. Elektro-Hohlspanner EHS: Spannen ohne Hydraulik. Проспект фірми Röhm GmbH. Sontheim/Brenz, 2020. – 4 s.

6. New Electromechanical Actuator from HAINBUCH/
<https://www.mfgnewsweb.com/archives/4/34254/Workholding-sep10/New-Electromechanical-Actuator-from-HAINBUCH.aspx>

7. Кузнецов Ю.М. Передумови генетико-морфологічного синтезу електромеханічних приводів затискних механізмів, що обертаються/ Ю.М. Кузнецов, Б.І. Придальний// Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. – №3 (75), 2015. – с. 48-55.

8. Jang D. Design of A High Force Electromechanical Actuator for Electrically Driven Lathe Machine/ D. Jang, H. Shin, S. Paul, J. Chang and Y. Yun// IEEE Transactions on Industrial Electronics – vol.10, 2019. – p. 1-10.

9. Хамуйела Ж.А. Герра. Генетико-морфологический синтез зажимных патронов: монография/ Ж.А. Герра Хамуйела, Ю.Н. Кузнецов, Т.О. Хамуйела. – Луцк: Вежа-Друк, 2017. – 328с.

10.Kuznetsov Yu.N. The description of drive of clamping mechanism of automatic lathes by using genetic-morphological approach/ Yu.N.Kuznetsov, B.I.

Prydalnyi, J.A. Guerra Hamuyela// International Journal for Science, technics and innovations for industry, Issue 4, 2015. – pp.35 – 30.

11.Кузнецов Ю.Н. Генетико-морфологический подход к созданию и прогнозированию развития зажимных механизмов для вращающихся деталей/ Ю.Н. Кузнецов, Герра Ж.А. Хамуйела, А. Попаров// Journal of the Technical University Sofia «Fundamental Sciences and Applications». – vol. 19, Book 2, 2013, pp. 7 - 13.

12. Придальний Б.І. Створення приводів затиску для швидкохідних токарних автоматів. дис. кандидата технічних наук: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Придальний Борис Іванович; Тернопіль, 2011. – 198 с.

13.Prydalnyi B.I. Mechatronic device for two-stage clamping of cylindrical

objects in machine tool spindles// Вісник машинобудування та транспорту – №1(13), 2021. – С. 118-123.

14.Prydalnyi B.I. Mechatronic clamping mechanism with electro-hydraulic actuator for machine spindle units// Перспективні технології та прилади. – №18, 2021. – С. 124-128.

15.Prydalnyi B.I. Mathematical model of the tensioning in the collet clamping mechanism with the rotary movable input link on spindle units// Journal of Engineering Sciences. – Vol. 8(1), 2021. – pp. E23–E28.

16.Prydalnyi B.I. Identification of analytical dependencies of the operational characteristics of the workpiece clamping mechanisms with the rotary movement of the input link/ B.I. Prydalnyi, H. Sulym// Acta mechanica et automatica – vol.15, №.1, 2021. – pp. 47-52.

17.Иванюк И.А. Быстродействующие зажимные механизмы токарных автоматов с гидравлическим приводом: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01/ Иванюк Иван Алексеевич; НТУУ «КПИ» – К., 1984. – 235 с.

18.Shin H. Practical Consideration and Testing of Superior High Force Electromechanical Actuator for Electrically Driven Lathe/, S. Paul, D. Jang, J. Chang, Y. Yun, Y. Kim// Mechatronics. – Vol. 79 (11), 2021.

78

19.Wu Y. Intelligent Motorized Spindle Technology/ Y. Wu, L. Zhang – Springer Nature Singapore Pte Ltd, 2020 – 313 p.

20.Волошин В., Буховець В., Буковський І. Мехатронний затискний пристрій з приводом від шпинделя токарного верстата з ЧПК/ В. Волошин, В. Буховець, І. Буковський// Матеріали VI міжнародної студентської науково технічної конференції (27-28 квітня 2023 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2023. – С. 211-212.

21.Кузнецов Ю.М. Аналіз процесу затиску-розтиску тіл обертання в затискному механізмі з електромеханічним приводом/ Ю.М Кузнецов, Б.І. Придальний// Вісник Херсонського національного технічного університету. Інженерні науки. – №4, 2015. – с. 48-56.

22.1MB framelless spindle motors. Projekt Planning Manual. Проспект фірми Indramat GmbH, 1997. – 156 с.

23.Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: Дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Кобельник Володимир Романович; Тернопіль, 2013 – 168 с.

24.Охорона праці в машинобудівному виробництві/ Підручник. Голубенко О.Л., Касьянов М.А., Гунченко О.М. – Луганськ. Східноукраїнський університет ім. В. Даля, 2010 – 456.с.

25.Левчук К.О. Цивільний захист: навчальний посібник / К.О. Левчук, Р.Я. Романюк, А.О. Толок – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2016. – р325 с.