ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки,
молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384

Форма № Н-9.02

Державний вищий навчальний заклад
«Сумський державний університет»

Технічних систем та енергоефективних технологій
(повне найменування інституту, назва факультету (відділення))

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

перший (бакалаврський)
(освітній рівень)

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

на тему *Модернізація приводів головного руху і подач токарного верстата*

Виконав: студент *4* курсу, групи *ВІ -61*
напряму підготовки (спеціальності)
133 Галузеве машинобудування
(Металорізальні верстати та системи)

Сидоров Ю.Є.
(прізвище та ініціали)

Керівник *Коротун М.М.*
(прізвище та ініціали)

Рецензент
(прізвище та ініціали)

Суми – 2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ В.О. Залога

«___» _____ 2020 р.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДІВ ГОЛОВНОГО РУХУ І ПОДАЧ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Кваліфікаційна робота бакалавра

Напрям підготовки 133 – Галузеве машинобудування

(Металорізальні верстати та системи)

Студент Ю.Є. Сидоров

Керівник М.М. Коротун

Нормоконтроль Ю.О. Денисенко

Суми – 2020

ЗАТВЕРДЖЕНО
Наказ Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України
29 березня 2012 року № 384
Форма № Н-9.01

Державний вищий навчальний заклад
«Сумський державний університет»

Інститут, факультет *ТеСЕТ*
Кафедра *технології машинобудування, верстатів та інструментів*
Освітній рівень *перший (бакалавр)*
Напрям підготовки _____
(шифр і назва)
Спеціальність *133 Галузеве машинобудування (Металорізальні верстати та системи)*
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри технології машинобудування, верстатів та інструментів

_____ ЗалогаВ.О.

«___» _____2020_року

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА
Сидоров Ю.Є.
(прізвище, ім'я, по батькові)

Тема проекту (роботи) *Модернізація приводів головного руху і подач токарного верстата*

керівник проекту *Коротун М.М. к.т.н.,доц.*
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «*_09_» _квітня_ 2020* року № 0523-III
2. Строк подання студентом проекту (роботи) «*_05_*» *_червня_ 2020* року
3. Вихідні дані до проекту (роботи) Базова модель верстата ТВ-63, Кількість ступенів коробки швидкостей z = 4; знаменник геометричного ряду $\phi = 1{,}26$; мінімальна частота обертання шпинделя модернізованого привода $n_1 = 60$ хв$^{-1}$; частота обертів двигуна $n_{дв} = 1450$ хв$^{-1}$

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ, Модернізація привода головного руху токарного верстата мод. ТВ-63, Модернізація привода подач верстата, Кінематичний та силовий розрахунки, Пристрій для затискання, Технологічний процес виготовлення деталі верстата, Охорона праці при роботі на токарних верстатах

5. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці			

6. Дата видачі завдання «__*10*__» _*квітня*_____ *2020*___ року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Вступ	*10.04 – 13.04*	
2	Призначення, сфера використання базової моделі	*14.10 20.04*	
3	Кінематичний розрахунок модернізованого приводу	*21.10- 30.04.*	
4	Силовий розрахунок модернізованого приводу	*30.04.- 7.05.*	
5	Розрорбка приводу подач	*8.05-20.05.*	
6	Згортка коробки швидкостей.	*21.05-27.05*	
7	Охорона праці в надзвичайних ситуаціях	*28.05- 03.06.*	

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Студент _____ *Сидоров Ю.Є.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) _____ *Коротун М.М.*
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Записка: 106 с., 4 табл., 32 рис., 16 джерел.

Об’єкт розробки: Модернізація привода головного руху токарного верстата ТВ-63.

Мета роботи: Модернізація привода головного руху і подач токарного верстата базової моделі ТВ-63 для розширення технологічних можливостей верстата при обробці деталей типу тіл обертання.

В роботі виконана модернізація привода головного руху базової моделі верстата ТВ-63, куди надходить кінематичний розрахунок для модернізації коробки швидкостей токарного верстата, силовий розрахунок валів, зубчастих коліс, муфти, підібрані підшипники кочення і спроектована конструкція розгортки та згортки модернізованої коробки швидкостей. Розроблена конструкція механізмів переключення рухомих елементів модернізованої коробки. та запропоновані експлуатаційні вимоги. Виконаний розрахунок модернізованого приводу подач.

У розділі «Охорона праці» проаналізовані потенційні небезпеки і шкідливості, що виникають при роботі на токарному верстаті лі та розроблені заходи щодо їх усунення.

верстатів та інструментів

ВЕРСТАТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, ПРИВІД, ШПИНДЕЛЬ, ПАТРОН, КОРОБКА,СИСТЕМА.

РЕФЕРАТ

Записка: 106 с., 4 табл., 32 рис., 16 источников литературы.

Объект разработки: Модернизация привода главного движения и подач токарного станка базовой модели ТВ-63.

Цель роботы: Модернизация привода главного движения и подач токарного станка базовой модели ТВ-63 для расширения технологических возможностей станка при обработке деталей типа тел вращения.

В работе выполнена модернизация привода главного движения і подач базовой модели станка ТВ-63, куда входит кинематический расчет для модернизации коробки скоростей токарного – винторезного станка, силовой расчет валов, зубчатых колес, муфти, подобраны подшипники качения и спроектирована конструкция развертки и свертки модернизованной коробки скоростей. Разработана конструкция механизмов переключения подвижных элементов модернизованной коробки. Предложена модернизация привода подач. Разработана система смазки модернизованной коробки привода главного движения и предложены эксплуатационные требования.

В разделе «Охрана труда» проанализированы потенциальные опасности и вредности, которые возникают при работе на токарном станке и разработаны мероприятия по их устранению..

СТАНОК, МОДЕРНИЗАЦИЯ, ПРИВОД, ШПИНДЕЛЬ, ПАТРОН, КОРОБКА,СИСТЕМА.

ABSTRACT

Note: 106 p., 4 tab., 32 p., 16pos.

Development Object: Modernization of the drive of the main movement of a turning - screw-cutting machine of model TB-63.

Purpose of the robot: Modernization of the drive of the main movement of a turning - screw-cutting machine of model TB-63. To expand the technological capabilities of the machine when machining parts to the type of bodies of revolution.

I the work, the drive of the main movement of the basic model of the machine TB-63 was modernized, which includes kinematic calculation for the modernization of the gearbox of a turning – screw cutting machine, power calculation of shafts, gears, couplings, rolling bearings were selected and the design of the reamer and convolution of the modernized gearbox was designed. The design of the switching mechanisms of the moving elements of the modernized box is developed.

The design of an auxiliary tool in the form of a three-jaw chuck with an analysis of the contacting of the jaws of the chuck with the workpiece is proposed. The analysis of vibrations that occur during processing on a lathe and their effect on the resistance of the cutting tool is performed. The lubrication system of the modernized main drive gearbox has been developed and operational requirements have been proposed.

The section “Labor Protection” analyzes the potential dangers and hazards that arise when working on a screw-cutting lathe and measures have been developed to eliminate them.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

MACHINE, UPGRADE, DRIVE, SPINDLE, CHUCK, BOX, SYSTEM.

ЗМІСТ

Вступ 11

1 Призначення, сфера використання, основні вузлита технічна характеристика базової моделі верстата 12

2 Кінематичний розрахунок модернізованого привода головного руху 18

2.1 Кінематичний розрахунок привода на 16 швидкостей 18

2.2 Кінематичний розрахунок привода з безступінчастим регулюванням 26

2.3 Розрахунок приводу з безступінчастим регулюванням 28

2.4 Побудова графіка частот обертання шпинделя 35

2.5 Визначення передавальних відношень передач 37

2.6 Визначення кількості зубів зубчастих коліс 38

3 Конструювання та розрахунки коробки швидкостей 40

3.1 Проектний розрахунок та конструювання комбінованого приводу 40

3.2 Розрахунок діаметрів валів 40

3.3 Уточнюючий розрахунок валів 42

3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс 45

3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність 46

3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання 47

4 Розробка модернізованого приводу подачі токарного верстата 50

4.1 Огляд використання КГП 50

4.2 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення 55

5 Конструювання верстатного присьосування 63

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

					КРБ ВІ-18510241-ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Сидоров			Пояснювальна записка	Літ.	Лист	Листів
Перевір.		Коротун					8	106
Реценз.		Ємельяненко				СумДУ, ВІ-61-8		
Н. Контр.		Денисенко						
Затв.		Залога						

5.1 Обгрунтування необхідності створення пристосування..... 63

5.2 Уточнення мети технологічної операції. Визначення кількісних і якісних результатів виконання операції 64

5.2.1 Точність розмірів, форми та розташування 64

5.2.2 Шорсткість..... 64

5.2.3 З'ясування поверхонь які можуть бути базовими..... 64

5.3 Розробка та обґрунтування схеми базування..... 65

5.3.1 Вибір основної базової поверхні 65

5.3.2 Вибір опорної базової поверхні..... 65

5.4 Функціональна структура пристрою..... 66

5.5 Разработка і обгрунтування схеми закріплення 68

5.6 Розрахунок сили закріплення 69

5.7 Розрахунок точності пристосування 70

5.8 Опис приладу і принцип роботи приладу 72

6. Технологічний процес виготовлення деталі верстата..... 73

6.1 Склад вузла КГП 73

6.2 Особливості деталі гайка..... 74

6.3 Розробкамаршрутного технологічного процесу обробки деталі 74

6.4 Підбір МРС 76

6.5 Підбір ріжучого інструменту 77

6.6 Підбір вимірювального інструменту 79

6.7 Обладнання 80

6.8 Розроблення операційного технологічного процесу обробки деталі .. 80

6.9 Верстатний пристрій до технологічного процесу обробки деталі

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

«Гайка»…… 83

Перелік джерел посилання 85

Додаток А Охорона праці при роботі на токарних верстатах 87

Додаток Б Загальний вигляд верстату ТВ-63 93

Додаток В Кінематика верстату ТВ-63 94

Додаток Г Модернізований привід подач ТВ-63 95

Додаток Д Розгортка коробки швидкостей верстата ТВ-63 96

Додаток Е Згортка коробки швидкостей верстату ТВ-63 97

Додаток Є Креслення механізму переключення коробки швидкостей 98

Додаток Ж Креслення пристрою спеціального 99

Додаток З Специфікація до креслення пристрою спеціального 100

Додаток И Креслення деталі «Гайка» 101

Додаток І Маршрутний технологічний процес виготовлення деталі «Гайка» 102

Додаток Ї Операційна наладка на токарно-гвинторізну операцію 104

Додаток Й Операційна наладка на шліфувальну операцію 105

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

ВСТУП

В епоху науково-технічної революції технічний прогрес перш за все пов’язаний з машинобудуванням, створенням нових, більш досконалих і більш продуктивних машин, механізмів і агрегатів, розробкою комплексів і систем, які об’єднують в єдине ціле різноманітні машини і технічні пристрої.

Кількісний і якісний розвиток машинобудування в значній мірі залежить від верстатобудування. Без розвитку верстатобудування можна домогтися широкого спектра розвитку виробництва, випуску деталей, безперервного технічного прогресу, зростання продуктивності праці.

Сучасні металорізальні верстати – це різноманітні і досконалі робочі машини, що використовують механічні, електричні, пневматичні і гідравлічні методи здійснення рухів і управління робочим циклом.

Верстатобудування розвивається як в кількісному, так і якісному відношенні. Безперервно підвищуються точність, продуктивність, потужність, швидкохідність і надійність роботи верстатів. Поліпшуються експлуатаційні характеристики, розширюються технологічні можливості.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

В ході проектування розглянуто модернізацію базової моделі токарного верстата ТВ-63, а саме модернізацію привода головного руху на коробку швидкостей, яка має чотири ступені переключення та можливість міждіапазонного регулювання. Також розроблений варіант коробки швидкостей на 16 ступенів переключення. Ці вдосконалення дозволять швидко переходити від однієї частоти обертання.

1 ПРИЗНАЧЕННЯ, СФЕРА ВИКОРИСТАННЯ, ОСНОВНІ ВУЗЛИТА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ ВЕРСТАТА

У промисловості широко застосовують універсальні верстати ТВ-63. (рис.1) Знаходять широке застосування в допоміжних виробництвах і навчальних майстеренях учні. Універсальність їх полягає у тім, що їх використовують як для обробки металу так і для виробів з деревини.

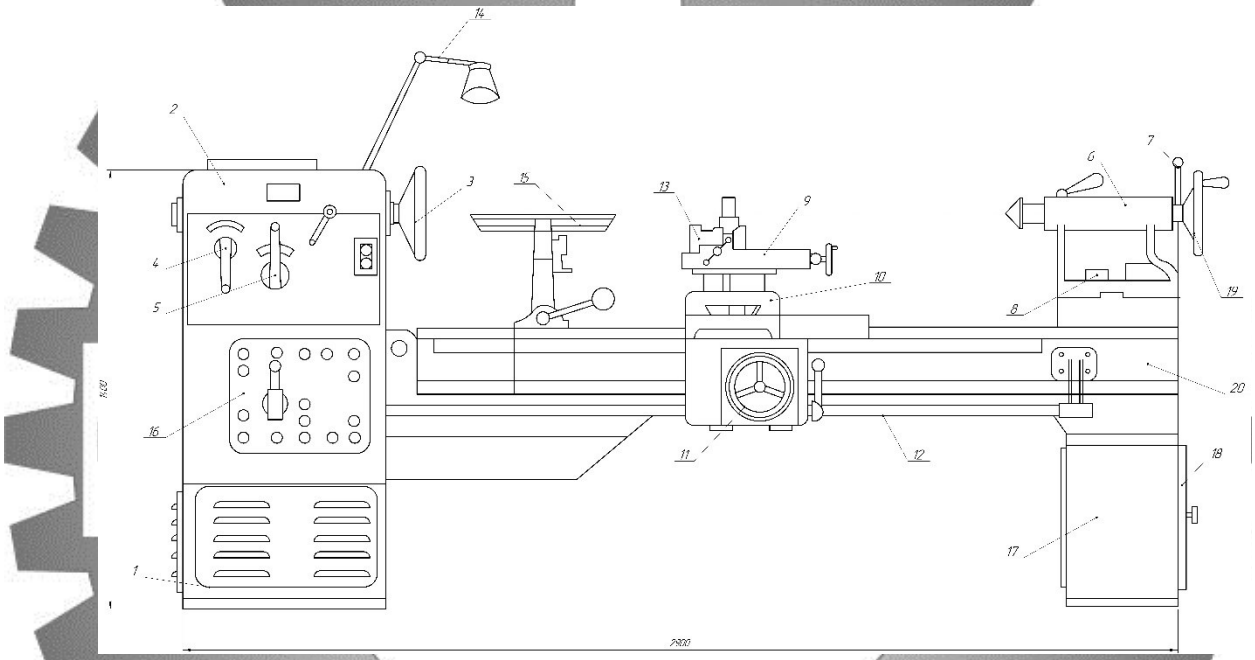


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд базової моделі

Токарні верстати, на яких виробляють різні токарні роботи як з зовнішньої обточуванням, так і з внутрішнім точінням. Залежно від призначення ручні токарні верстати поділяються на три види: центрові, з лобовим пристроєм і лобові. Найбільше застосування мають центрові токарні верстати.

На лівому кінці станини знаходиться передня бабка. У підшипниках бабки обертається шпиндельний вал верстата, на правий кінець якого кріпеться патрон, або інше пристосування для закріплення оброблюваної деталі. У внутрішній частині шпинделя є конічний отвір для установки центру,

тризуба або іншого пристосування з конічним хвостовиком. Лівий кінець шпинделя має зовнішнє різьблення, на яке кріпиться планшайба для лобового точіння. Шпиндель приводиться в обертання від електродвигуна клинопасовою передачею і системою шестерень, розташованих в корпусі передньої бабки Ця система називається коробкою швидкостей. Коробка швидкостей дозволяє змінювати число обертів шпинделя в широких межах при постійному числі обертів за хвилину електродвигуна приводу. За рахунок переключення блоків шестерень шпиндель може мати вісім різних швидкостей обертів за хвилину. Така кількість швидкостей обертання шпинделя дає можливість встановлювати швидкості різання, відповідно діаметрам точіння і якості оброблюваного матеріалу. Зміна швидкості обертання шпинделя здійснюється за допомогою двох рукояток. Установкою рукоятки вибирається потрібний ряд чисел інеобхідне число обертів шпинделя. На правому кінці станини знаходиться задня бабка, в пінолі якої розташований задній цен Задня бабка в залежності від довжини заготовки або виробу може бути встановлена на різній відстані від передньої. Фіксація її на станині здійчнюється через ексцентрик. Переміщення пінолі здійснюється гвинтом який має на кінці маховик. Для точіння конусів задню бабку можна переміщати в поперечному напрямку. Ріжучий інструмент (різець) встановлюють і закріплюють на супорті . Супорт складається з трьох салазок, які переміщують окремі частини або весь супорт в різних напрямках. Це дає можливість переміщати різця вздовж осі верстата і перпендикулярно до неї. Середні салазки повертаються навколо вертикальної осі. Завдяки цьому різець може переміщатися під кутом до осьової лінії верстата, що дуже важливо при виготовленні конусів. Поздовжні подачі різця можуть бути ручними шляхом обертання маховичка на фартусі і автоматичними, що здійснюються обертанням ходового винта. Поперечні і кутові подачі – ручні. Вони здійснюються обертанням рукояток. Ручне точіння виробів з дерева може проводитися за допомогою універсального підручника.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Основні вузли базової моделі токарного верстата складається з чавунного корпусу, в якому змонтована коробка швидкостей обертання шпинделя. Шпиндель (поз.2) встановлений в двох шарикопідшипниках і двухрядном роликопідшипники. Ведучий вал коробки швидкостей за допомогою двоременного шківа клинопасової передачі отримує обертання від електромотора. На цьому валу за допомогою шпонки встановлені чотири шестерні з різною кількістю зубів. Кожна з цих шестерень може бути зчеплені з однією з шестерень блоку, встановленому на шліцевом валу, завдяки чому цей вал може мати чотири швидкості обертання в залежності від того, яка пара шестерень введена взацеплення. Переміщення блоку по шліцевому валу здійснюється середньої рукояткою, виведеної на лицьову сторону передньої бабки.

З лівого боку шліцевого валу на підшипниках встановлено дві шестерні (поз. 18), зчеплені відповідно з шестернями блоку, посадженого на шпиндель верстата за допомогою шпонки. При обертанні шліцевого валу шестерні і шпиндель не обертається. Для включення шпинделя необхідно зчепити кулачкову муфту з однією з шестерень, для чого на їх маточинах є кулачки. Муфта посаджена на шліцьовій вал на шпонкі і може пересуватися по ній за допомогою крайньої лівої рукоятки, виведеної на лицьову сторону корпусу передньої бабки. Залежно від того, яка з шестерень буде зчеплена з кулачковою муфтою, шпиндель матиме одну з двох можливих швидкостей обертання. Таким чином, комбінуючи зчепленням шестерень, шпиндель може мати вісім різних швидкостей обертання. З правого боку на шпинделі встановлено гальмівна шайба, маточина якої служить приводним шківом для механізму подачі.

Для швидкої зупинки шпинделя, шляхом гальмування притискають колодку до циліндричної поверхні гальмівної шайби. Гальмування виробляється крайньою правою рукояткою, виведеної на лицьову сторону корпусу передній бабки.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

На верстаті коробка подач (поз.5) розташована в ніші головної частини станини, приводиться в рух вона від шпинделя верстата. Для цього на шліцьовій вал посаджений на шпонкі шків. На шліцьовій вал встановлений блок з чотирьох шестерень, який може пересуватися уздовж нього рукояткою, виведеної на лицьову сторону верстата на рівні ходового валу. Переміщаючи блок, кожна з його шестерень по черзі може бути включена зі своєю парної шестернею, встановленої на валу, в результаті чого ходової валик 5 може отримати чотири швидкості обертання при будь-якому числі оборотів шпинделя. Відведення різця від вироби (в напрямку задньої бабки) може проводитися прискорено. Для здійснення прискореного переміщення супорта ходової винт з'єднаний з вихідним валом коробки подач обгінної муфтою. Корпус цієї муфти посаджений за допомогою шпонки на вал і обертається разом з ним. На кінець ходового винта, також за допомогою шпонки, посаджена шайба, на зовнішній поверхні якої зроблені три вирізу, в пазах яких закладені три розпірних ролика. При обертанні корпуса муфти за годинниковою стрілкою, ролики застряють між корпусом та шайбою обгонної муфти, в результаті чого ходової винт отримує обертання від коробки швидкостей. Для отримання зворотного прискореної подачі супорта на ходовому винту є шків, з'єднаний клиновим ременем з окремим електродвигуном, обертання якого протилежно обертанню корпуса обгонної муфти. Після включення двигуна ходової винт починає обертатися з великою швидкістю проти годинникової стрілки, розпірні ролики звільняються і ходової винт автоматично виходить із зчеплення з коробкою подач. Супорт при цьому починає прискорено переміщатися в зворотному напрямку. Щоб уникнути поломок хід супорта в обох напрямках обмежений кінцевими вимикачами.

Поздовжні салазки супорта (поз.6 рис.1) переміщаються по напрямних станини вручну чи автоматично. Ручне переміщення проводиться шляхом обертання маховичка на фартусі верстата. Автоматичне переміщення

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

здійснюєтьсявід коробки подач за допомогою ходового винта і системи шестерень, розташованої в фартусі верстата. Переміщення салазок в поперечному напрямку здійснюється на каретці автоматично при роботі з копірних пристроєм.

Корпус задньої бабки (поз.12 рис.1) разом з основою можна пересуватися по напрямних станини. Задня бабка фіксується на станині рукояткою за допомогою ексцентрикового валу. Для більш сильного кріплення передбачений додатковий болт. Для точіння конусів корпус задньої бабки може переміщатися в поперечномунапрямку. Це переміщення здійснюється гвинтом по гребеню, Переміщення пінолі здійснюється гвинтом за допомогою маховика. Фіксація пиноли в потрібному положенні здійснюється рукояткою рукояткою.

Таблиця 1 – Технічна характеристика верстата ТВ-63

Найменування параметру	ТВ-63
Висота центрів мм.	315
Відстань між центрами мм.	1600
Діаметри оброблюваних заготовок мм.	
Над станиною	630
супортом	420
у виємці станини	1000
Число обертів шпинделя об/хв.	130 200 300 480 700 1000 1600 2500
Копірувальний пристрій	є
Подача на один оберт заготовки мм.	4
Потужність основного двигуна квт.	2,8
Потужність електродвигуна подач квт.	0,4
Габаритні розміри верстата в мм.	
довжина	2900
ширина	800
висота	1400
Вага верстату в кг.	1500

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Кінематична схема базової моделі подана на рис.1.2

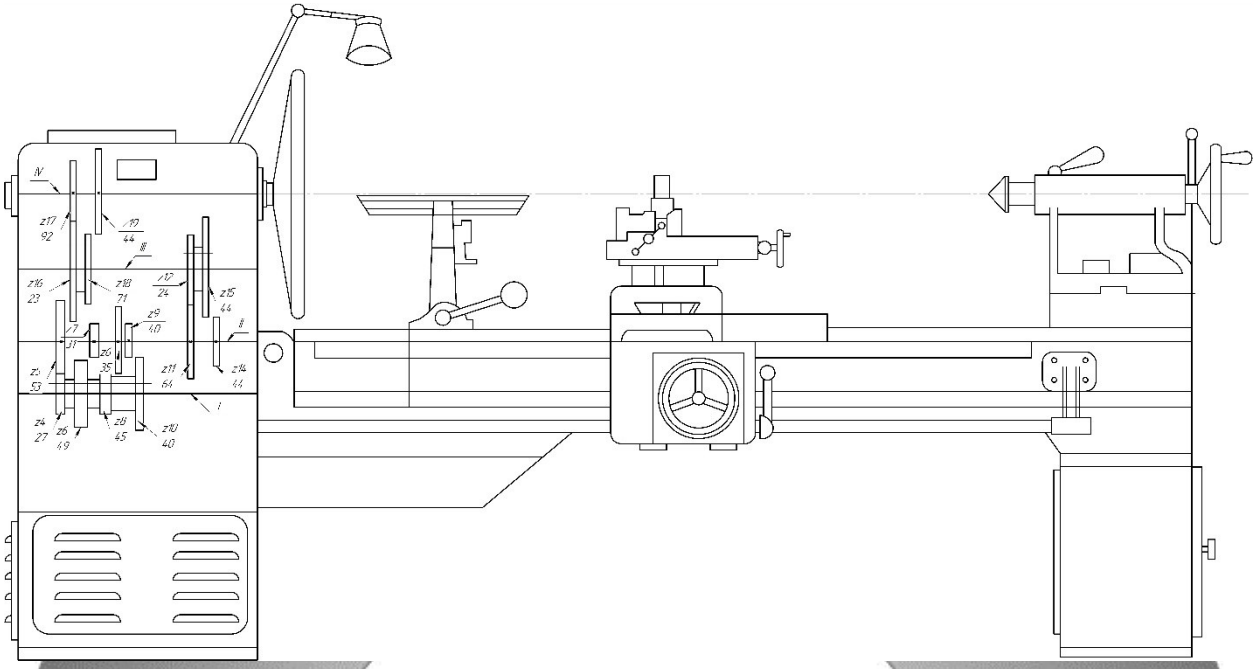


Рисунок 1.2 – Кінематична схема базової моделі

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ

Кінематичний розрахунок виконаний для двох варіантів модернізації, для переключення на 4 частоти обертання, та розрахунок безступінчастого приводу з чотирма діапазонами.

2.1 Кінематичний розрахунок привода на 16 швидкостей

Вибір структурної формули привода

Сукупність передач між двома сусідніми валами являє собою групу передач P_i, де і – порядок розміщення даної групи в напрямку передачі руху, Р – кількість переключень (передач) у групі.

Структурна формула приводу має такий вигляд:

$$Z = P_1 \otimes P_2 \otimes P_3 \otimes \ldots \otimes P_i,$$

де z – кількість швидкісних ступенів привода за завданням.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

$$Z=4*2*2$$

Визначення кількості валів у приводі

Із структурною формулою пов’язана можливість визначення кількості валів у приводі верстата. Ця залежність дуже проста і визначається формулою

$$B = m+ 1,$$

де m – кількість груп передач привода.

$B = m+ 1$; m=3; B=3+1=4

Виконання первісного варіанта кінематичної схеми

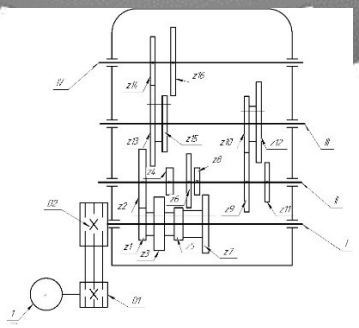


Рисунок 2.1 – Первісний варіант кінематичної схеми привода верстата

Складання структурних формул у розгорнутому вигляді.

1) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

0 1 2

2) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

1 0 2

3) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

1 2 0

4) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

0 2 1

5) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

2 0 1

6) $Z = P_1(X_1) \otimes P_2(X_2) \otimes P_3(X_3)$

2 1 0

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

1) $Z = 4(1) \otimes 2(2) \otimes 2(8)$

2 1 0

2) $Z = 4(2) \otimes 2(1) \otimes 2(8)$

1 2 0

3) $Z = 4(2) \otimes 2(8) \otimes 2(1)$

2 0 1

4) $Z = 4(1) \otimes 2(8) \otimes 2(2)$

1 0 2

5) $Z = 4(8) \otimes 2(1) \otimes 2(2)$

0 1 2

6) $Z = 4(8) \otimes 2(2) \otimes 2(1)$

Побудова структурних сіток

Структурні сітки – це симетричні діаграми, які відображають структурні формули у розгорнутому вигляді і вказують на кількість валів привода, кількість груп переключень, характер переключень залежно від того, яку роль відіграє група (основну, 1-ї множини, 2-її і т. д.).

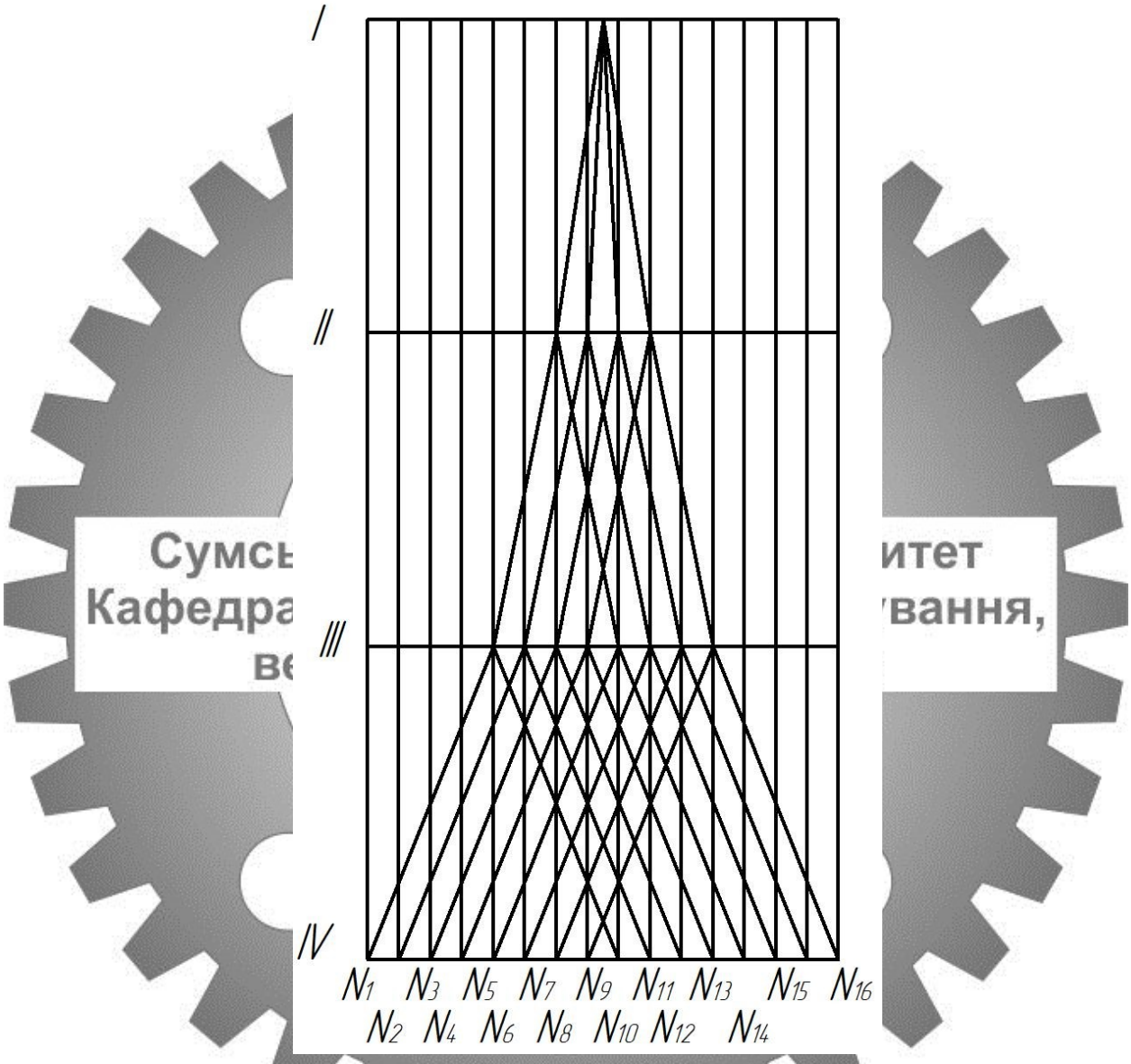


Рисунок 2.2 – Варіанти побудови структурних сіток структурних формул у розгорнутому вигляді

Аналіз структурних сіток

Навіть побіжне порівняння структурних сіток показує, що вони мають різний вигляд. Оптимальним вважається такий варіант, у якого відрізки, що визначають передатні відношення між валами, поступово розходяться від

першого валу до третього. Порівняння наведених варіантів дає змогу визначити, що серед представлених найкращий варіант перший , а найгірший-другий. Тому для подальшого графоаналітичного розрахунку зупиняємося на першому варіанті структурних сіток як оптимальному.

Побудова графіка частот обертання шпинделя

Графік частот обертання шпинделя є основним розрахунковим графічним елементом для кінематичного розрахунку привода верстата. Графік будують на основі оптимального варіанта структурної сітки. Тому для графіка виконують поле (або фон), де горизонтальні лінії означають вали, а вертикальні – частоти обертання.

Для визначення частот обертання використовуємо вихідні дані , такі як мінімальну частоту обертання n_{min}= 125 хв$^{-1}$, знаменник геометричного ряду $\varphi = 1.26$ та кількістю швидкісних ступенів Z = 9.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

$n_1 = 50$ хв$^{-1}$,

$n_2 = n_1 \otimes 1.26 = 60$хв$^{-1}$,

$n_3 = n_2 \otimes 1.26 = 75$хв$^{-1}$,

$n_4 = n_3 \otimes 1.26 = 90$хв$^{-1}$,

$n_5 = n_4 \otimes 1.26 = 125$хв$^{-1}$,

$n_6 = n_5 \otimes 1.26 = 160$хв$^{-1}$,

$n_7 = n_6 \otimes 1.26 = 200$хв$^{-1}$,

$n_8 = n_7 \otimes 1.26 = 250$хв$^{-1}$,

$n_9 = n_8 \otimes 1.26 = 315$хв$^{-1}$.

$n_{10} = n_9 \otimes 1.26 = 400$ хв$^{-1}$

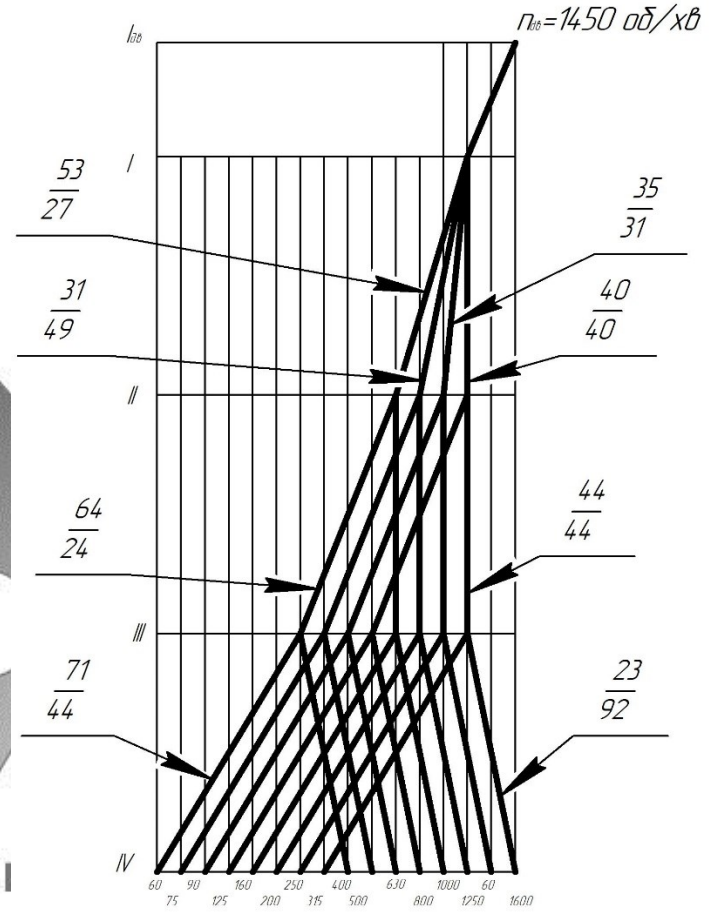
$n_{11} = n_{10} \otimes 1.26 = 630$ хв$^{-1}$

$n_{12} = n_{11} \otimes 1.26 = 800$ хв$^{-1}$

$n_{13} = n_{12} \otimes 1.26 = 1000$ хв$^{-1}$

$n_{14} = n_{13} \otimes 1.26 = 1250$ хв$^{-1}$

$n_{15} = n_{14} \otimes 1.26 = 1600$ хв$^{-1}$



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Рисунок 2.3 – Графіка частот обертання шпинделя привода верстата із ступінчастим регулюванням

Визначення кількості зубців зубчастих коліс.

Подані два рівняння (за першим та другим правилами) розв'язують спільно. Тоді значення Z_1та Z_2 визначають так:

$$Z_1 = \frac{\sum Z}{1+\varphi^2}, \quad Z_2 = \Sigma Z - Z_1.$$

За першим рівнянням визначаєм $\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}$, $\frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}$, $\frac{Z_5}{Z6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1}$

Добираємо ΣZ = 80 , тоді визначаємо значення Z_1 за формулою:

$$z_1 = \frac{\Sigma Z}{1+\phi^6} = \frac{80}{3} = 27 \text{ , тобто } Z_1 = 27$$

Визначаємо значення Z_2= ΣZ – Z_1, тоді Z_2= 80- 27 = 53

Передатне відношення $i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{27}{53}$, тоді передатне відношення переносим на графік частот обертання шпинделя.

$Z_3 = \frac{\Sigma Z}{1+\varphi^3} = \frac{80}{2,58} = 31$, тоді $Z_4 = \Sigma Z - Z_3 = 80 - 31 = 49$

Передане відношення $i_2 = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{31}{49}$ тоді передатне відношення переносимо на графік частот обертання шпинделя.

Передане відношення за аналогічними формулами і отримуємо що такі значення $i_3 = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{45}{35}$, тоді передатне відношення переносимо на графік частот обертання шпинделя $i_3 = \frac{Z_7}{Z_8} = \frac{40}{40}$,

$Z_9 = \frac{88}{1+\varphi^3} = \frac{88}{3} = 30$, тоді $Z_{10} = \Sigma Z - Z_9 = 88 - 24 = 64$

$Z_{11} = \frac{88}{1+\varphi^2} = \frac{88}{2} = 44$, тоді $Z_{12} = \Sigma Z - Z_{11} = 88 - 44 = 44$

$Z_{13} = \frac{115}{1+\varphi^1} = \frac{115}{5} = 2$, тоді $Z_{14} = \Sigma Z - Z_{13} = 115 - 23 = 92$

$Z_{15} = \frac{115}{1+\varphi^1} = \frac{115}{2,58} = 44$, тоді $Z_{16} = \Sigma Z - Z_{15} = 115 - 44 = 71$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Підрахування фактичних частот обертання шпинделя

Якщо прораховані усі передатні відношення привода, то можна визначити фактичні частоти обертання шпинделя шляхом складання відповідних рівнянь кінематичного балансу. Такі рівняння можна складати користуючись ГЧО. Вихідною точкою для таких розрахунків є частота 1000 хв$^{-1}$ тому, що точка на валу одна і відповідає точці n_0 на структурних сітках.

$$n_1 = 1000\frac{53}{27}\frac{64}{24}\frac{71}{44} = 52,3 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_2 = 1000\frac{49}{31}\frac{64}{24}\frac{71}{44} = 63,8 \text{хв}^{-1}$$

$$n_3 = 1000\frac{35}{45}\frac{64}{24}\frac{71}{44} = 79,38 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_4 = 1000\frac{40}{40}\frac{64}{24}\frac{71}{44} = 100,01 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_5 = 1000\frac{53}{27}\frac{44}{44}\frac{71}{44} = 126,02 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_6 = 1000\frac{49}{31}\frac{44}{44}\frac{71}{44} = 158{,}78\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_7 = 1000\frac{45}{35}\frac{44}{44}\frac{71}{44} = 200{,}07\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_8 = 1000\frac{40}{40}\frac{44}{44}\frac{71}{44} = 252{,}09\text{хв}^{-1}$$

$$n_9 = 1000\frac{53}{27}\frac{64}{24}\frac{23}{92} = 317{,}63\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{10} = 1000\frac{49}{31}\frac{64}{24}\frac{23}{92} = 400{,}22\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{11} = 1000\frac{35}{45}\frac{64}{24}\frac{23}{92} = 504{,}28\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{12} = 1000\frac{40}{40}\frac{64}{24}\frac{23}{92} = 635{,}3\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{13} = 1000\frac{53}{27}\frac{44}{44}\frac{23}{92} = 800{,}60\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{14} = 1000\frac{49}{31}\frac{44}{44}\frac{23}{92} = 1008{,}75\ \text{хв}^{-1}$$

$$n_{15} = 1000\frac{45}{35}\frac{44}{44}\frac{23}{92} = 1271{,}03\ \text{хв}^{-1}$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Виконання розрахунку пасової передачі

Для кінематичного розрахунку пасової передачі потрібно підрахувати передатне відношення між двигуном та точкою n_0, яка відповідає 1000 $хв^{-1}$, тоді $i_{пас} = n_0/ n_{дв} = 1000/1450 = 0{,}689$. Для шпинделя вибираємо шків стандартного розміру ∩160 мм. Тоді діаметр шківа на валу двигуна 160/0,689 = 232, тобто шків ∩232 мм.

Оцінка точності кінематичного розрахунку

Вважається, що кінематичний розрахунок привода верстата виконаний добре, якщо фактичні частоти обертання відрізняються від стандартизованихне більше ніж ≀ 10(ϕ - 1)% = [Δ]. Для ϕ =1,26 [Δ] = ≀ 2,6%.

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання

стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \pm \frac{n_ф - n_{ст}}{n_{ст}} 100\%,$$

де $n_ф$, $n_{ст}$ – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

$$\Delta = \frac{1601,5 - 1600}{1600} \cdot 100 = 0,0625\%$$

Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

Кінцевий варіант кінематичної схеми виконують з дотриманням вимог ГОСТ 2.770 – 68 і 2.703 – 68, перший з яких є стандартом на умовні позначення на кінематичних схемах, а другий – правилом виконання кінематичних схем. Даний варіант приводу дозволяє отримати 4 частоти обертання.

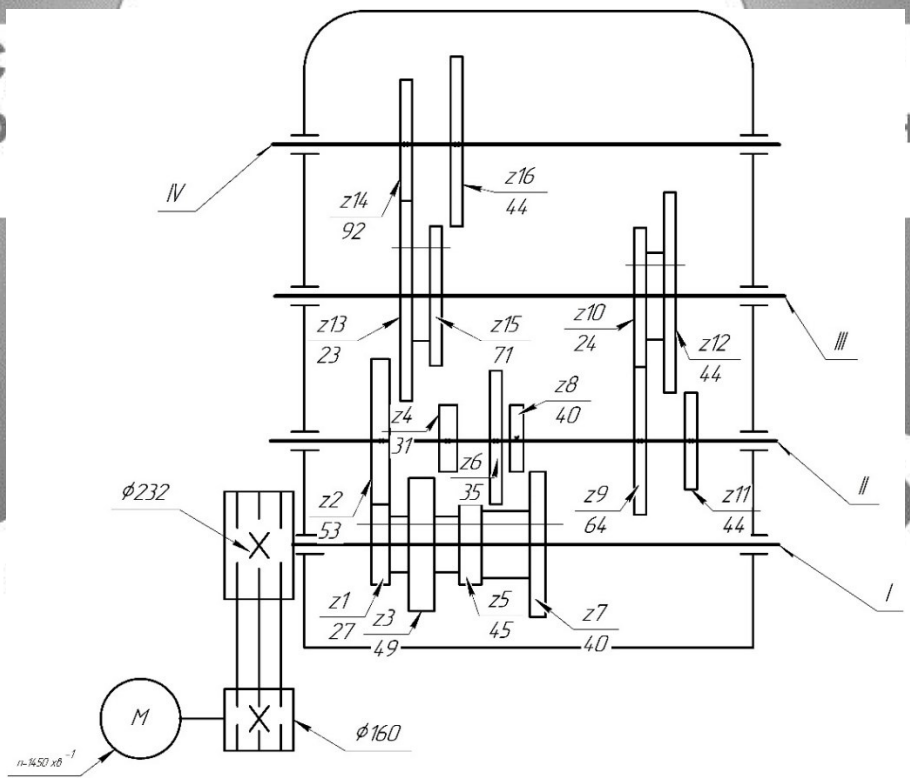


Рисунок 2.4 – Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

Для розширення технічних можливостей верстата при обробці деревини, потрібне безступінчасте регулювання частот обертів приводу головного руху в тому числі і між діапазонами.

2.2 Кінематичний розрахунок привода з безступінчастим регулюванням

Застосування приводів з безступінчастим регулюванням дозволяє оптимізувати швидкість різання , тобто змінювати її в процесі обробки деталі на верстаті. Для безступінчастого регулювання частоти обертання шпинделя застосовують приводи з використанням двигуна постійного струму або асинхронний двигун з частотним керуванням [3].

З умов надійності роботи частіше використовують двигуни постійного струму ПС. Частота обертання такого двигуна регулюється по двох законах: з постійним моментом M=const, і з постійним потужністю P=const [4]. У двигунів постійного струму розрізняють три характерні частоти: мінімальну n_{min}, номінальну n_{nom} і максимальну n_{max}. У діапазоні від n_{min} до n_{nom} двигун працює з постійним моментом, а потужність збільшується пропорційно частоті обертання. У діапазоні він n_{nom} до n_{max} двигун працює з постійною потужністю, не залежно від частоти обертання. Оптимальною є робота приводу при режимі роботи двигуна з постійною потужністю, тобто від n_{nom} до n_{max}. Діапазон регулювання двигунів постійною потужністю становить 2.5 - 4.0.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

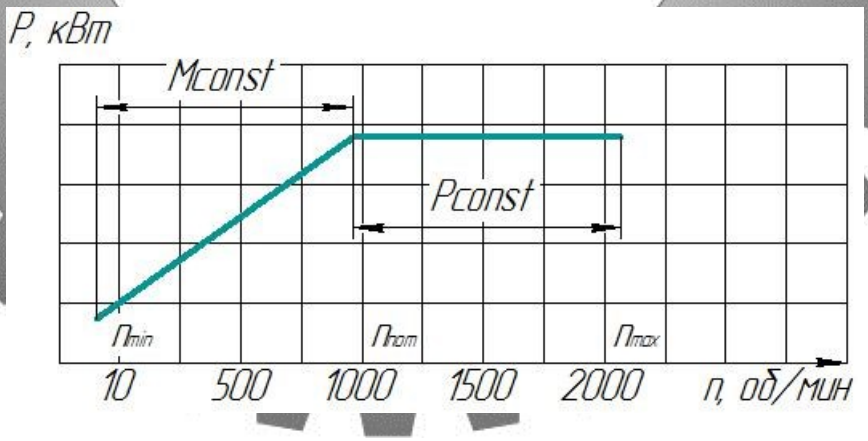


Рисунок 2.5 – Графік потужності в залежності від частоти обертання

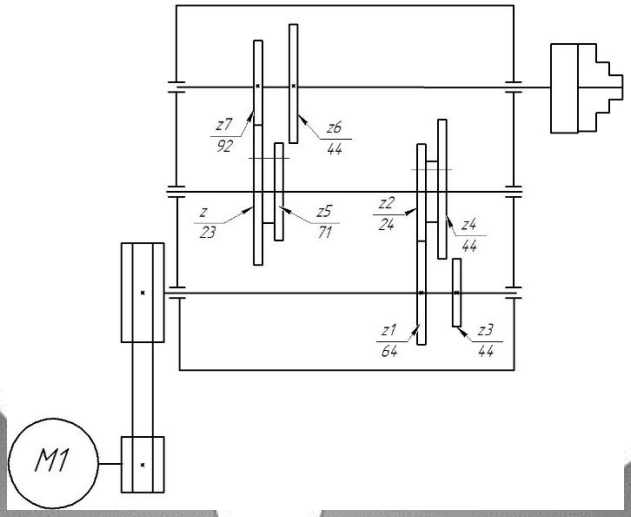


Рисунок 2.6 – Модернізована коробка швидкосте із двигуном безступінчастого регулювання

Якщо для конструкції верстата цього достатньо, то регульований електродвигун з’єднує безпосередньо зі шпинделем верстата (через ремінну передачу або без неї). У тому випадку, коли потрібно більш широкий діапазон регулювання частоти обертання шпинделя (R = 40-50 і більше), між двигуном і шпинделем встановлюють двох, трьох або чотирьох ступінчасту (розширювальну) коробку швидкостей, а між двигуном і коробкою або між коробкою шпинделем поміщають пасову передачу з передавальним відношенням і=0.5-2.0 (рис.2.2). Такий привід називають комбінованим безступінчастим, де на ряду з регульованим електродвигуном використовується "розширювальна" ступінчаста коробка передач. Типові структури комбінованих безступінчастих приводів показані на рис.2.3. Привід може мати розділені пасової передачі коробку швидкостей (КШ) і шпиндельну бабку (ШБ) або автоматичну коробку швидкостей (АКШ) і ШБ (рис.2.3, а). У ряді випадків автоматична коробка передач (АКС) вбудовується в шпиндельну бабку, (рис.2.3, б). КШ може бути з’єднана безпосередньо з двигуном і мати вихід на планшайбу (рис.2.3, в). Якщо приводи за схемами (рис.1.3, а-в) використовують у верстатах токарної групи, то за схемою (рис.2.3 г) – у верстатах свердлильно-фрезерно-розточний груп і обробних центрах. Якщо

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування
верстатів та інструментів

необхідно отримати діапазон регулювання приводу з постійною потужністю $E_п$ = 8-16, а діапазон регулювання двигуна знаходиться в межах $R_д$=2-2.5, то застосовують триступінчаті коробки швидкостей, а при $R_д$=3-4 – двоступеневі.

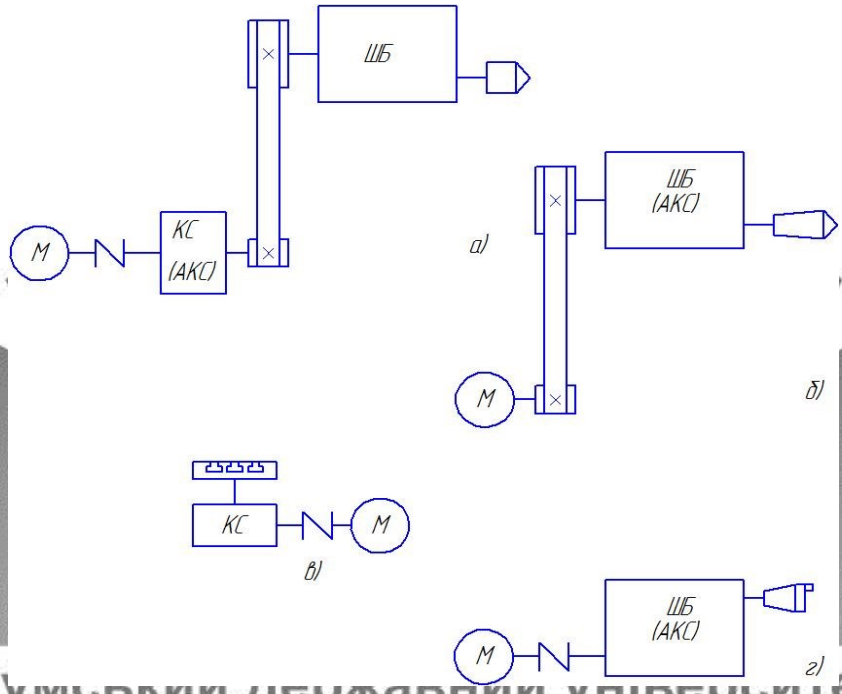


Рисунок 2.7 – Типові структури комбінованих безступінчастих приводів

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

2.3 Розрахунок приводу з безступінчастим регулюванням

Кінематичний розрахунок головного приводу полягає в підборі оптимального конструктивного і кінематичного варіантів і визначенні оптимальних передавальних відносин і передавальних чисел зубів зубчастих передач [5]. Електродвигун має безступінчасте регулювання частот обертання, а під'єднана до нього механічна коробка швидкостей з невеликим числом ступенів - поетапне регулювання частот обертання. У загальному випадку кінематичний розрахунок головного приводу з електромеханічним регулюванням ділиться на ряд етапів.

Потужність головного приводу визначається за формулою

$$N_e = \frac{N_v}{\eta_п}, \tag{2.1}$$

де N_e – потужність електродвигуна; кВт;

N_v – ефективна потужність різання; кВт: Nv = 2 кВт (за завданням);

$\eta_п$ – ККД головного приводу;

$\eta_п$ = 0,70–0,85.

$$N_e = \frac{6}{0,70-0,85} = 8,57-7,06 \text{ кВт.}$$

Вибирається регульований електродвигун і його параметри, необхідні для розрахунку приводу [7,8]:

а) номінальна потужність Ne = 7,5 кВт;

б) номінальна частота обертання $n_{ен}$ = 1000 хв$^{-1}$;

в) максимальна частота обертання $n_{e\,max}$ = 4500 хв$^{-1}$.

Визначається діапазон регулювання частот обертання шпинделя визначається за формулою

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}, \quad (2.2)$$

де R_n – діапазон регулювання частот обертання шпинделя;

n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя, хв-1: n_{max} = 4000 хв$^{-1}$;

n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: n_{min} = 50 хв$^{-1}$.

$$R_n = \frac{4000}{50} = 80.$$

Визначається діапазон регулювання частот обертання електродвигуна при постійній потужності за формулою

$$R_{eN} = \frac{n_{emax}}{n_{ен}}, \quad (2.3)$$

де $n_{ен}$ – номінальна частота обертання електродвигуна: $n_{ен}$ = 1000 хв$^{-1}$;

n_{emax} – максимальна частота обертання електродвигуна: n_{emax}= 4500 хв$^{-1}$.

$$R_{eN} = \frac{4500}{1000} = 4,5.$$

Розрахункова частота обертання шпинделя визначається з виразу:

$$n_{\min} \sqrt[4]{R_n} \le n_{\text{р}} \le n_{\min} \sqrt[3]{R_n}, \qquad (2.4)$$

де n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: $n_{min} = 50$ хв$^{-1}$;

$n_р$ – розрахункова частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$;

Rn – діапазон регулювання частот обертання шпинделя: Rn = 80.

$$50 \cdot \sqrt[4]{80} \le n_{\text{р}} \le 50 \cdot \sqrt[3]{80};$$

$$150 \le n_{\text{р}} \le 215.$$

Розрахункова частота обертання шпинделя округляється до стандартного значення ряду бажаних чисел $n_р = 224$ хв$^{-1}$.

Діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійній потужності R_{nN} визначається за формулою

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

$$R_{nN} = \frac{n_{\max}}{n_{\text{р}}}, \qquad (2.5)$$

де n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: $n_{max} = 4000$ хв$^{-1}$;

$n_р$ – стандартна розрахункова частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: $n_р = 224$ хв$^{-1}$.

$$R_{nN} = \frac{4000}{224} = 17,86.$$

Діапазон регулювання частот обертання коробки швидкостей $R_М$ визначається за формулою

$$R_{\text{м}} = \frac{R_{nN}}{R_{\text{э}N}}, \qquad (2.6)$$

де R_{nN} і R_{eN} – діапазони регулювання частот обертання шпинделя електродвигуна при постійній потужності: $R_{nN} = 17,86$ і $R_{eN} = 4,5$.

$$R_{\text{м}} = \frac{17,86}{4,5} = 3,97.$$

Знаменник геометричного ряду частот обертання коробки швидкостей визначається за формулою

$$\varphi_{\text{м}} = \sqrt[z-1]{R_{\text{м}}}, \tag{2.7}$$

де $\varphi_{\text{м}}$ – знаменник геометричного ряду частот обертання коробки швидкостей;

z – число діапазонів регулювання коробки швидкостей: z = 2;

R_M – діапазон регулювання частот обертання коробки швидкостей: R_M = 3,97.

$$\varphi_{\text{м}} = \sqrt[2-1]{3{,}97} = R_{\text{м}} = 3{,}97.$$

Знаменник геометричного ряду частот обертання шпинделя округляється до стандартного значення ряду переважних чисел.

$$\varphi_{\text{м}} \rightarrow \varphi_{\text{м ст}} \quad \text{і} \quad \varphi_{\text{м ст}} = 4{,}0.$$

Знаменник геометричного ряду частот обертання шпинделя, що перемикаються системою ЧПК, зазвичай приймається ϕ = 1,12.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійній потужності R_{nN}^{ϕ} визначається за формулою

$$R_{nN}^{\phi} = R_{eN} \cdot \phi_{\text{м}}^{z-1}, \tag{2.8}$$

де R_{eN} – діапазон регулювання частот обертання електродвигуна при постійній потужності: R_{eN} = 4,5.

$\varphi_{\text{М}}$ – знаменник геометричного ряду частот обертання коробки швидкостей: $\varphi_{\text{М}}$ = 4,0;

z – число діапазонів регулювання частот обертання шпинделя: z = 2.

$$R_{nN}^{\phi} = 4{,}5 \cdot 4{,}0^{2-1} = 18.$$

Фактична розрахункова частота обертання шпинделя визначається за формулою:

$$n_{\text{р}}^{\text{ф}} = \frac{n_{\max}}{R_{nN}^{\text{ф}}}, \quad (2.9)$$

де $n_{\text{р}}^{\text{ф}}$ – фактична розрахункова частота обертання шпинделя: хв$^{-1}$;

n_{max} – максимальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: $n_{max} = 4000$ хв$^{-1}$;

$R_{nN}^{\text{ф}}$ – фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійній потужності: $R_{nN}^{\text{ф}} = 18$.

$$n_{\text{р}}^{\text{ф}} = \frac{4000}{18} = 222 \text{ хв}^{-1}.$$

Фактична розрахункова частота обертання шпинделя округляється до стандартного значення ряду переважних чисел $n_{\text{р}} \rightarrow n_{\text{р ст}}$, т. е. $n_{\text{р}}^{\text{ф}} = 224 \text{ хв}^{-1}$.

Діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійному моменті R_{nT} визначається за формулою:

$$R_{nT} = \frac{R_n}{R_{nN}^{\text{ф}}}, \quad (2.10)$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

де R_n – діапазон регулювання частот обертання шпинделя: $R_n = 80$;

$R_{nN}^{\text{ф}}$ – фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійній потужності: $R_{nN}^{\text{ф}} = 18$.

$$R_{nT} = \frac{80}{18} = 4{,}44.$$

Мінімальна частота обертання електродвигуна визначається за формулою

$$n_{e\min} = \frac{n_{\text{ен}}}{R_{nT}}, \quad (2.11)$$

де $n_{ен}$ – номінальна частота обертання електродвигуна, хв$^{-1}$: $n_{ен} = 1000$ хв$^{-1}$;

R_{nT} – діапазон регулювання частот обертання шпинделя при

постійному моменті: R_{nT}= 4,44.

$$n_{e\min} = \frac{1000}{4,44} = 225\ хв^{-1}.$$

Мінімальна частота обертання електродвигуна округляється до стандартного значення ряду переважних чисел $n_{e\,min} \rightarrow n_{e\,min\ ст}$, $n_{e\,min\ ст}$ = 224 хв$^{-1}$.

Фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя при постійному моменті $R_{nT}^{ф}$ визначається за формулою:

$$R_{nT}^{ф} = \frac{n_{эн}}{n_{э\,min\,ст}} \qquad (2.12)$$

де $n_{ен}$ – номінальна частота обертання електродвигуна, хв$^{-1}$: $n_{ен}$ = 1000 хв$^{-1}$;

$n_{e\,min\ ст}$ – мінімальна частота обертання електродвигуна, округлена до стандартного значення, хв$^{-1}$: $n_{e\,min\ ст}$ = 224 хв-1.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

$$R_{nN}^{ф} = \frac{1000}{224} = 4,5$$

Фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя $R_{n}^{ф}$ визначається за формулою

$$R_{n}^{ф} = R_{nT}^{ф} \cdot R_{nN}^{ф}, \qquad (2.13)$$

де $R_{nT}^{ф}$ і $R_{nN}^{ф}$ – фактичні діапазони регулювання частот обертання шпинделя при постійному моменті і постійній потужності: $R_{nT}^{ф} = 4,5$; $R_{nN}^{ф} =$ 18.

$$R_{n}^{ф} = 4,5 \cdot 18 = 81.$$

Фактична мінімальна частота обертання шпинделя

$$n_{\min}^{ф} = \frac{n_{\max}}{R_{n}^{ф}}, \qquad (2.14)$$

де $n_{\max}$ – максимальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$:

$n_{max} = 4000$ хв$^{-1}$;

$R_n^{ф}$ – фактичний діапазон регулювання частот обертання шпинделя: $R_n^{ф} = =81$.

$$n_{min}^{ф} = \frac{4000}{81} = 49,4\ хв^{-1}.$$

Для визначення числа поділок, що зображують на графіку частот максимальну частоту обертання шпинделя y_{max} , номінальну $y_{ен}$ і максимальну $y_{e\,max}$ частоти електродвигуна, використовуються формули:

$$y_{max} = \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}; \quad (2.15)$$

$$y_{ен} = \frac{\lg(n_{ен} / n_{min})}{\lg \phi}; \quad (2.16)$$

$$y_{emax} = \frac{\lg(n_{emax} / n_{min})}{\lg \phi}, \quad (2.17)$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

де R_n – діапазон регулювання частот обертання шпинделя: $R_n = 80$;

n_{min} – мінімальна частота обертання шпинделя, хв$^{-1}$: n_{min} =50 хв-1;$n_{ен}$, $n_{e\,max}$ – номінальна і максимальна частоти обертання електродвигуна, хв$^{-1}$: $n_{ен} = 1000$ хв$^{-1}$; $n_{e\,max} = 4500$ хв$^{-1}$.

$$y_{max} = \frac{\lg 80}{\lg 1,12} = 38; \quad y_{ен} = \frac{\lg(1000/50)}{\lg 1,12} = 26; \quad y_{emax} = \frac{\lg(4500/50)}{\lg 1,12} = 38.$$

Число поділок, які зображують мінімальну частоту обертання електродвигуна, визначається за формулою:

$$y_{emin} = \frac{\lg(n_{emin}^{ф} / n_{min}^{ф})}{\lg \phi} \quad (2.18)$$

де $n_{min}^{ф}$ і $n_{эmin}^{ф}$ – фактичні мінімальні частоти обертання шпинделя і електродвигуна, хв$^{-1}$: $n_{min}^{ф} = 50$ хв$^{-1}$ і $n_{emin}^{ф} = 224$ хв$^{-1}$;

φ – знаменник геометричного ряду частот обертання шпинделя, що

перемикаються системою ЧПК: φ = 1,12.

$$y_{e\min} = \frac{\lg(224/50)}{\lg 1{,}12} = 13$$

Число поділок $k_{\varphi_м}$, що зображують знаменник геометричного ряду частот обертання коробки швидкостей $\varphi_м$, визначається за формулою:

$$k_{\varphi_м} = \frac{\lg \varphi_м}{\lg \varphi} \qquad (2.19)$$

де $\varphi_м$ і φ – знаменники геометричного ряду частот обертання шпинделя, які перемикаються коробкою швидкостей і системою ЧПУ: $\varphi_м = 4{,}0$ і $\varphi = 1{,}12$.

$$k_{\varphi_м} = \frac{\lg 4{,}0}{\lg 1{,}12} = 12$$

Вибирається структурна формула головного приводу з однією постійною передачею $z_п = 1$ і з двоступеневою груповий передачею $z = 2_x$ у вигляді

$$z = 2 = 1 \cdot 2_{x_0},$$

де x_0 – характеристика основної групової передачі: $x_0 = 1$ при $\varphi_м = 4{,}0$ і $x_0 = {}^{k_{\varphi_м}} = 12$ при $\varphi = 1{,}12$.

Структурна формула приводу з урахуванням характеристик групової передачі має вигляд

$$z = 2 = 1 \cdot 2_1; \qquad z = 2 = 1 \cdot 2_{12}.$$

2.4 Побудова графіка частот обертання шпинделя

Графік частот обертяння головного приводу з електоромеханічним регулюванням, електродвигуном, та чотирьохступінчастою коробкою швидкостей z=4 відповідає структурній формулі.

$Z=4=1\cdot 4_1 \cdot 1$ або $z=4=1\cdot 4_4 \cdot 1$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

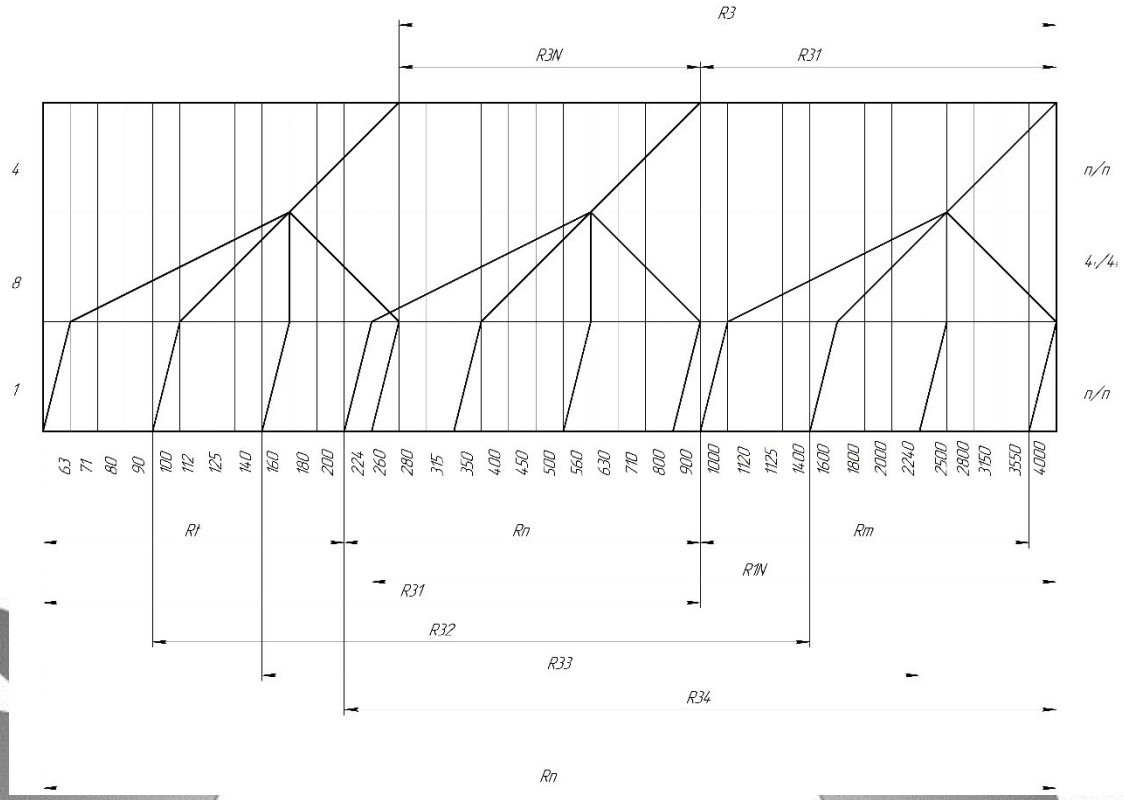


Рисунок 2.8 – Графік частот обертяння чотирьохступінчастої коробки швидкостей

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Графік частот обертяння головного приводу з електоромеханічним регулюванням, електродвигуном, та чотирьохступінчастою коробкою швидкостей

При цьому k_j лімітуючий групової передачі 4_4

$$K_j=x_j\cdot(z_j-1)=k_{фм}\cdot(x_j-1)=4\cdot(4-1)=12$$

$$I\,K_J=+m_j+\left|-m_j\right|=12=+4+\left|-8\right|$$

Розклад числа $y_{э\,min}$ має вигляд

$$y_{э\,min}=13=\left|-4\right|_п+\left|-8\right|_4+\left|-1\right|_п$$

а числа ділень які перекриваються променями на графіку частот обертання дорівнюють:

$$m_1=-4\quad m_2=-8\ m_3=-4\ m_4=0\ m_5=4\ m_6=-1$$

Графік частот обертяння головного приводу з електоромеханічним регулюванням, електродвигуном, та чотирьохступінчастою двохгруповою коробкою швидкостей $z=4=2\cdot2$ відповідає структурній формулі.

$Z=4=1\cdot 2_1 \cdot 2_2$ або $z=4=1\cdot 2_4 \cdot 2_8$

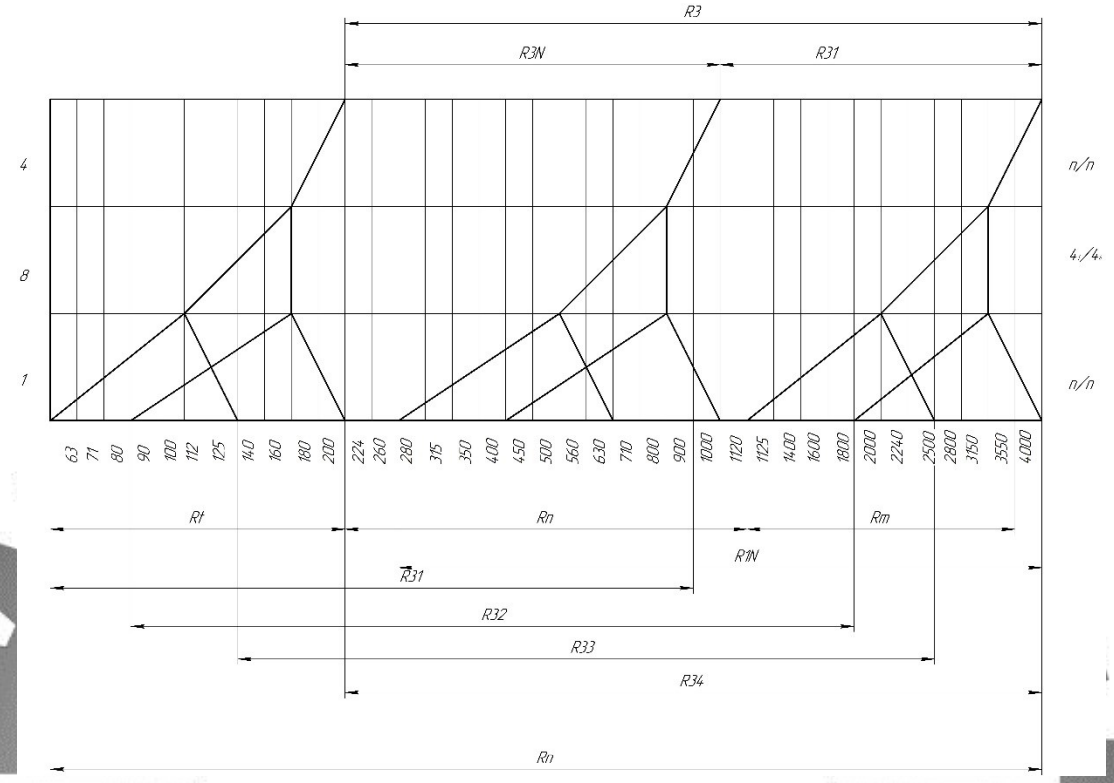


Рисунок 2.9 – Графік частот обертяння чотирьохступінчастої двохгрупової коробки швидкостей

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Прицьому k_j лімітуючий групової передачі 4_4

$$K_j=x_j \cdot (z_j-1)=k_{фм} \cdot (x_j-1)=8\cdot(2-1)=8$$

$$I\ K_J=+m_j+\left|-m_j\right|=8=+2+\left|-6\right|$$

Розклад числа $y_{э\ min}$ має вигляд

$$y_{э\ min}=12=\left|-2\right|_п+\left|-4\right|_4+\left|-6\right|_п$$

а числа ділень які перекриваються променями на графіку частот обертання дорівнюють:

$$m_1=-2\ m_2=-4\ m_3=-0\ m_4=-6\ m_5=+2$$

2.5 Визначення передавальних відношень передач

При підборі чисел зубів використовуються передавальні відношення для підвищувальних та понижувальних передач.

Передавальні відношення і числа розраховуються за допомогою

отриманого графіка частот (рис. 3.4) за такими формулами:

$$i_j = \varphi^{\pm m_j}; \tag{2.20}$$

$$u_j = \frac{1}{i_j} = \frac{1}{\varphi^{\pm m_j}}, \tag{2.21}$$

де i_j – передавальне відношення передач;

φ – знаменник геометричного ряду частот обертання шпинделя: $\varphi = 1{,}12$;

$\pm$ m_j – число поділок, які перетинає промінь, який показує підвищувальні та понижувальні передачі (знак «плюс» ставиться для підвищувальних передач, а «мінус» – коли передача знижувальна);

u_j – передавальне число передач;

З графіка частот випливає, що $m_0 = -3$; $m_1 = -10$; $m_2 = 2$, і відповідно передавальні відношення і числа будуть:

$$i_0 = \varphi^{-3} = 1{,}12^{-3} = \frac{1}{1{,}12^3} = \frac{1}{1{,}41} = 0{,}71;$$

$$u_0 = \frac{1}{i_0} = \frac{1}{\varphi^{-3}} = \varphi^3 = 1{,}12^3 = 1{,}41;$$

$$i_1 = \varphi^{-10} = 1{,}12^{-10} = \frac{1}{1{,}12^{10}} = \frac{1}{3{,}16} = 0{,}32;$$

$$u_1 = \frac{1}{i_1} = \frac{1}{\varphi^{-10}} = \varphi^{10} = 1{,}12^{10} = 3{,}16;$$

$$i_2 = \varphi^2 = 1{,}12^2 = 1{,}26;$$

$$u_2 = \frac{1}{i_2} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1{,}12^2} = \frac{1}{1{,}26} = 0{,}79.$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

2.6 Визначення кількості зубів зубчастих коліс

Кількість зубців зубчатих коліс визначаються табличним методом виходячи з прийнятої суми чисел зубів Σz ведучого і веденого коліс кожної

групової передачі. За передавальним числом u_j для понижувальної передачі та i_j – для підвищувальної по таблиці вибираються числа зубів меншого колеса передачі, ведучого колеса для понижувальної передачі і веденого – для підвищувальної.

Для кінематичного розрахунку пасової передачі потрібно підрахувати діаметри веденого та ведучого шківів. Передатне число передачі $u_0 = 1{,}41$. Для шпинделя вибираємо шків стандартного розміру ∩160 мм. Тоді діаметр шківа на валу двигуна 160·1,41 = 225,6 тобто шків ∩226 мм.

Для групової передачі з передавальним числом $u_1 = 3{,}16$ для понижувальної передачі і з передавальним відношенням $i_2 = 1{,}26$ для підвищувальної передачі приймається сумарна кількість зубів коліс, рівне $\Sigma z = 99$ зубів. По таблиці вибираються числа зубів менших коліс z_1 і z_4 при $\Sigma z = 99$ і розраховуються числа зубів z_2 і z_3:

$$z_1 = 24; \quad z_2 = \sum z - z_1 = 99 - 24 = 75;$$

$$z_4 = 44; \quad z_3 = \sum z - z_4 = 99 - 44 = 55.$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

За відомим числах зубів коліс будується кінематична схема приводу.

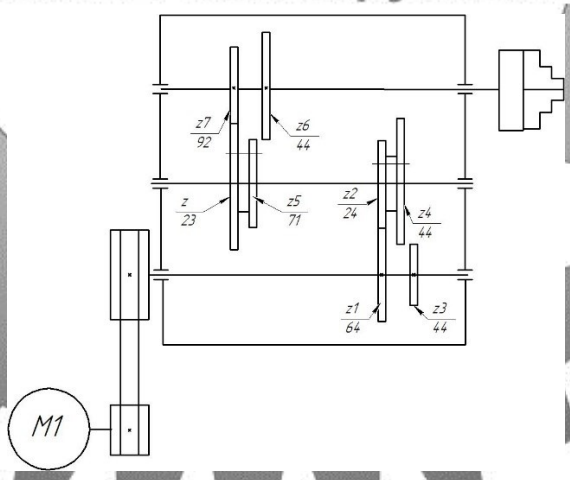


Рисунок 2.10 – Кінематична схема модернізованого приводу головного руху з безступінчатим регулюванням

Рівняння кінематичного балансу

$$(n_{e\min} - n_{e\max}) \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = n_{\min} - n_{\max},$$

3 КОНСТРУЮВАННЯ ТА РОЗРАХУНКИ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

3.1 Проектний розрахунок та конструювання комбінованого приводу

Користуючись даними кінематичного розрахунку та кінцевими варіантами кінематичної схеми розраховуємо міжцентрову відстань між валами

$$a_{\omega i} = \frac{m \cdot \sum z}{2} \quad (3.1)$$

m – модуль;

∑z – сумарна кількість зубів колеса та шестерні між валами.

Між I та II валами: $a_{I-II} = \frac{3 \cdot 80}{2} = 120$ мм

Між II та III валами: $a_{II-III} = \frac{3 \cdot 88}{2} = 132$ мм

Між III та IV валами: $a_{III-IV} = \frac{3 \cdot 115}{2} = 172{,}5$ мм

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

3.2 Розрахунок діаметрів валів

Для розрахунку діаметрів потрібно визначити навантаження на них, тобто діючі сили

$$T_{pi} = T_j \cdot K \quad (3.2)$$

$$F_p = F_t \cdot K \quad (3.3)$$

T_{pi} – розрахунковий крутний момент на і-му валу;

Tj – момент на попередньому валу;

Ft – сила на валу;

K – коефіцієнт навантаження, К=1,2.

Кутова швидкість: $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ $\omega = \frac{3{,}14 \cdot 1450}{30} = 151{,}77$ рад/с

n – частота обертання.

Крутний момент: $T = \frac{P}{\omega}$ $T = \frac{4{,}7 \cdot 10^3}{151{,}77} = 30{,}9 \cdot 10^3$ Н·мм

ω – кутова швидкість

P – потужність двигуна.

Приймаю P = 4,7 кВт, тоді:

Вал I:

Крутний момент за умови навантаження

$T_p=30,9\cdot10^3\cdot1,2=37,08\cdot10^3$ Н·мм

Ділильні діаметри коліс 1-8:

$d_z=m\cdot z$

$d_{z1}=67,5$; $d_{z2}=132,5$; $d_{z3}=77,5$; $d_{z4}=122,5$; $d_{z5}=87,5$; $d_{z6}=112,5$; $d_{z7}=100$; $d_{z6}=110$;

Колова розрахункова сила між I та II валами

$$F_t = \frac{2\cdot T_p}{d_z} \quad (3.4)$$

F_{t1} = 1098,66 Н; F_{t2}= 671,54 Н; F_{t3}=956,90 Н; F_{t4}= 726,36 Н; F_{t5}= 847,54 Н; F_{t6}=790,94 Н; F_{t7}= 741,6 Н; F_{t8}= 889,8 Н.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Вал II:

Крутний момент з урахуванням навантаження

$T_p = 37,08 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 44,49 \cdot 10^3$ Н·мм

Ділильні діаметри коліс 9-12:

$d_{z9}=72$; $d_{z10}=192$; $d_{z11}=132$; $d_{z12}=132$.

Колова розрахункова сила між II та III валами

$F_{t9}=1235$ Н; $F_{t10}=556,04$ Н; $F_{t11}=674,09$ Н; $F_{t12}=773,68$ Н

Вал III:

Крутний момент з урахуванням навантаження

$T_p = 44,49 \cdot 10^3 \cdot 1,2 = 53,38 \cdot 10^3$ Н·мм

Ділильні діаметри коліс 13-16:

$d_{z13}=69$; $d_{z14}=276$; $d_{z15}=132$; $d_{z16}=213$.

Колова розрахункова сила між II та III валами

$F_{t13}=1547,24$ Н; $F_{t14}=464,13$ Н; $F_{t15}=808,66$ Н; $F_{t16}=601,4$ Н

Вал IV:

Крутний момент з урахуванням навантаження

$T_р = 53{,}38 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2 = 64{,}05 \cdot 10^3$ Н·мм

Діаметри валів: $d = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0{,}2 \cdot [\tau]}}$ (3.5)

Ведучий вал:

$d_1 = \sqrt[3]{\frac{37{,}08 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 21 =$ мм

За ГОСТ 1139-80: d-4× $21\frac{H7}{g6} \times 25\frac{H12}{a11} \times 6\frac{D9}{f8}$

$d_2 = \sqrt[3]{\frac{44{,}49 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 22{,}3 = 23$ мм

За ГОСТ 1139-80: d-5× $23\frac{H7}{g6} \times 28\frac{H12}{a11} \times 6\frac{D9}{f8}$

$d_3 = \sqrt[3]{\frac{53{,}58 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 23{,}75 =$ мм

За ГОСТ 1139-80: d-6× $26\frac{H7}{g6} \times 32\frac{H12}{a11} \times 6\frac{D9}{f8}$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Ведений вал:

$d_4 = \sqrt[3]{\frac{64{,}05 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} 52{,}05 = 52$ мм

За ГОСТ 1139-80: d-8× $52\frac{H7}{g6} \times 60\frac{H12}{a11} \times 8\frac{D9}{f8}$

3.3 Уточнюючий розрахунок валів

Умова міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \quad (3.6)$$

де [S] – допустимий коефіцієнт запасу міцності;значення [S] знаходиться у межах 1,3–1,5; можна взяти [S] = 1,4;

Sσ – коефіцієнт запасу міцності занормальними напруженнями;

Sτ– коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

S – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити. $$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_v}{\varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (3.7)$$

σ_{-1} – межа витримки при симетричному циклі

K_σ=1,65 – для шліцьового вала

ε_σ=0,92 – масштабний фактор

ψ_σ=0,15 – коефіцієнт

σ_m=0 – середнє напруження

σ_v – амплітуда нормальних напружень згинання

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \cdot \tau_v}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (3.8)$$

$\sigma_{-1} \approx 0{,}43 \times 780 = 335$ МПа

$\tau_{-1} \approx 0{,}58\sigma_{-1} = 194{,}3$

ε_τ=0,74

ψ_τ=0,1

τ_m=6

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Уточнюючий розрахунок виконую для вала IV, оскільки на нього діє найбільший момент $64{,}05 \cdot 10^3$ Н·мм.

Знаходимо сили, що діють на колесо, що передає більший крутний момент:

$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 64{,}05 \cdot 10^3}{52} = 2463$ Н

$F_r = F_t \cdot \tan 20 = 896{,}6$ Н

20° – кут зачеплення

Знаходимо реакції:

В площині XZ:

$$Rx_1 \cdot 404 - F_t \cdot 227 = 0$$

$$Rx_1 = \frac{2463 \cdot 227}{404} = 1384 \text{ Н}$$

$$Rx_2 \cdot 404 - F_t \cdot 177 = 0$$

$$Rx_2 = \frac{2463 \cdot 177}{404} = 1079 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$Rx_1 + Rx_2 - F_t = 1384 + 1079 - 2463 = 0$$

В площині YZ:

$$Ry_2 \cdot 404 - F_r \cdot 177 = 0$$

$$Ry_2 = \frac{896{,}6 \cdot 177}{404} = 392{,}8 \text{ Н}$$

$$Ry_1 \cdot 450 - F_r \cdot 227 = 0$$

$$Ry_1 = \frac{896{,}6 \cdot 227}{404} = 503{,}8 \text{ Н}$$

Перевірка:

$$Ry_1 + Ry_2 - F_r = 392{,}8 + 503{,}8 - 896{,}6 = 0$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Знаходжу згинаючи моменти:

Мх: $Мх_1$=0

$Мх_2$=$Мх_3$=Ry_1·177=503,8 ·177=118944 Н·мм

$Мх_4$=0

Му: $Му_1$=0

$Му_2$=$Му_3$=Rx_1·227=1384·227=419042 Н·мм

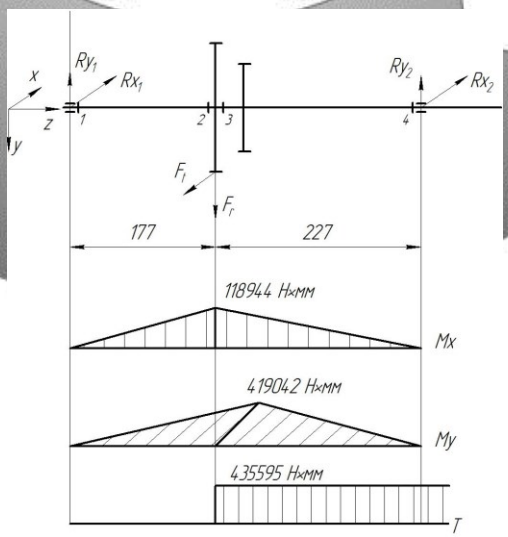


Рисунок 3.1 – Епюра згинаючих моментів

Знаходжу сумарний момент:

$$M = \sqrt{118944^2 + 419042^2} = 435596 \text{ Н·мм}$$

Момент опору на згинання

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d} \quad (3.9)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot 52^3}{32} - \frac{8 \cdot 8 (52-8)^2}{2 \cdot 52} = 7846{,}4 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} = \frac{435596}{7846{,}4} = 55{,}5 \text{МПа}$$

$$\tau_v = \frac{M}{2W_{\text{нетто}}} = \frac{435596}{2 \cdot 7846{,}4} = 27{,}7 \text{ МПа}$$

$$S_\sigma = \frac{355}{\frac{1{,}65 \cdot 55{,}5}{0{,}92}} = 3{,}57$$

Тоді коефіцієнт за нормальними напруженнями:

$$S_\tau = \frac{194{,}3}{\frac{1{,}65 \cdot 27{,}7}{0{,}74} + 0{,}1 \cdot 6} = 3{,}12$$

За дотичними напруженнями:

$$S = \frac{3{,}57 \cdot 3{,}12}{\sqrt{3{,}57^2 + 3{,}12^2}} = 2{,}3$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Загальний коефіцієнт:

Оскільки $[S] = 1{,}4$, то маємо що $[S] < S$, тобто 1,4<2,3, що цілком прийнятно.

3.4 Геометричний розрахунок зубчастих коліс

Основні розміри шестерні та колеса. Ділильні діаметри визначаються за вищенаведеною формулою. Зовнішні діаметри розраховують за формулою

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m \quad (3.10)$$

а внутрішній – за формулою

$$d_{a2} = d_{w1} - 2{,}5m.$$

Таблиця 3.1 – Розрахунок діаметрів коліс привода

Кількість зубців коліс	Ділильний діаметр mz, мм	Зовнішній діаметр m(z+2), мм	Внутрішній діаметр m(z-2,5), мм
$Z_1 = 27$	57	63	49,5
$Z_2 = 53$	159	165	151,5
$Z_3 = 49$	72	72	64,5
$Z_4 = 31$	144	150	136,5
$Z_5 = 45$	90	96	82,5
$Z_6 = 35$	126	132	118,5
$Z_7 = 40$	111	117	103,5
$Z_8 = 40$	159	165	151,5
$Z_9 = 64$	54	60	46,5
$Z_{10} = 24$	216	222	208,5
$Z_{11} = 44$	180	186	172,5
$Z_{12} = 44$	90	96	82,5

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Матеріал зубчастих коліс: шестерні та колеса – сталь 45, твердість НВ 230.

3.5 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{[S_H]} \cdot z_r \cdot z_v \cdot k_L \cdot k_{XH}$$

Оскільки НВ<350, то

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$$

K_{HL}=1 – коефіцієнт довговічності

S_H=1,1 – коефіцієнт безпеки

$z_r \cdot z_v \cdot k_L \cdot k_{XH} = 0{,}9$

Тоді:

$$[\sigma_H] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1{,}1} \cdot 0{,}9 = 434 \text{ МПа}$$

Уточнення міжцентрової відстані:

$$a_w = (u+1)\sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot T_{IV} \cdot K}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}} = (4+1)\sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot 64{,}05 \cdot 10^3 \cdot 1{,}2}{434^2 \cdot 4^2 \cdot 0{,}2}} = 165 \text{ мм} \quad (3.11)$$

Перевіряємо із проектним:

$$\frac{165 - 172{,}5}{172.5} \cdot 100\% = 5\%$$

Не змінюємо конструкцію, тому приймаємо 172,5 мм.

3.6 Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b} \cdot K_{FL} \cdot K_{Fc}}{S_F}, \quad (3.12)$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

де $\sigma_{F\lim b}$ – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{F\lim b} = HB + 250;$$

K_{FL} –коефіцієнт довговічності, для верстатів $K_{FL} = 1$;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1{,}7$;

K_{Fc} – коефіцієнт, що враховує одностороннє навантаження $K_{Fc} = 1$;

$$[\sigma_F] = \frac{230 + 250}{1{,}7} \cdot 1 = 282 \text{ МПа.}$$

Приймаємо значення $[\sigma_F]$=282 МПа.

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} < [\sigma_F], \quad (3.13)$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба и залежить від еквівалентної кількості зубів, $Y_F = 4{,}25$;

Y_E – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. Для прямозубих коліс

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{[1{,}88 - 3{,}2(1/z_1 + 1/z_2)]} = \frac{1}{[1{,}88 - 3{,}2(1/23 + 1/92]} = 0{,}62$$

$Y_\beta = 1$ – для прямозубих коліс;

K_F – коефіцієнт, який складається з таких складових

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}$, де $K_{F\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця, $K_{F\beta} = 1{,}00$; K_{FV} – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження, $K_{F\beta} = 1{,}25$. Тоді

$$\sigma_F = 2 \cdot 4{,}25 \cdot 0{,}62 \cdot 1 \cdot \frac{64{,}05 \cdot 10^3 \cdot 1{,}25}{115 \cdot 10 \cdot 3^2} = 40{,}77 \leq 282 \ МПа.$$

Розрахункові напруження значно менші допустимих, що визначає працездатність зубчастих коліс за напруженнями на згинання.

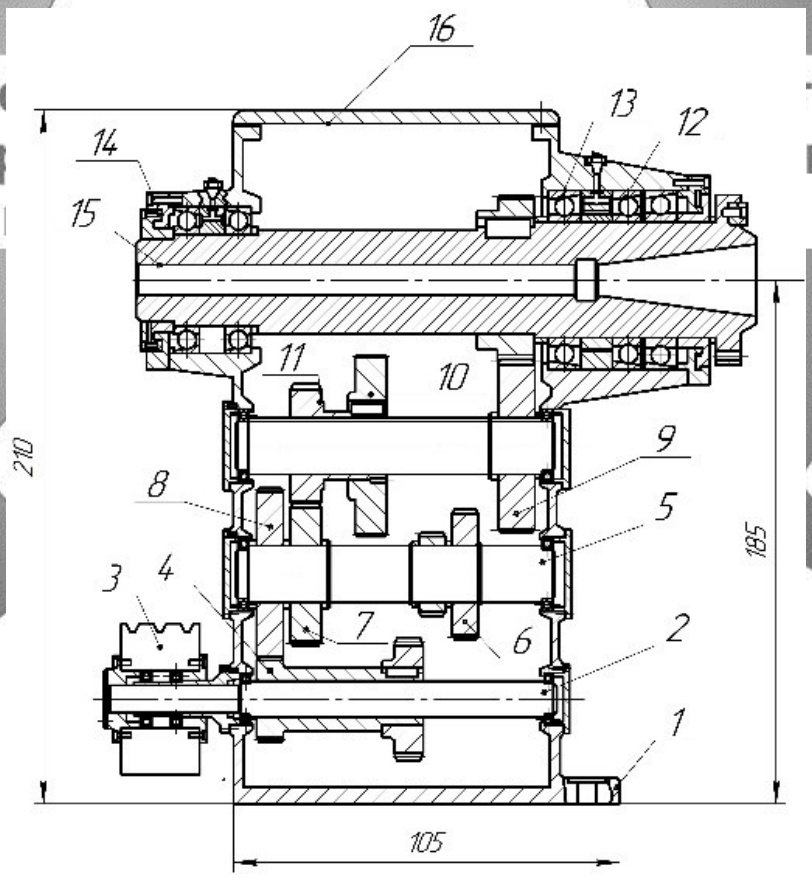


Рисунок 3.2 – Розгортка модернізованої коробки швидкостей

Сумс
Кафедр
ня,

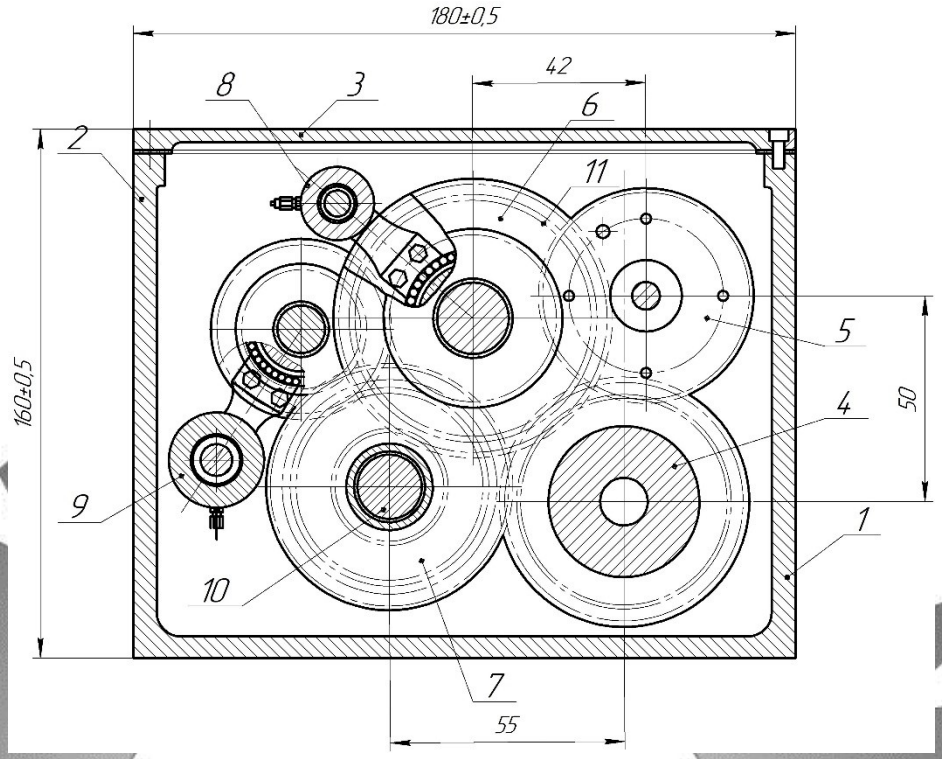


Рисунок 3.3 – Згортка модернізованої коробки швидкостей

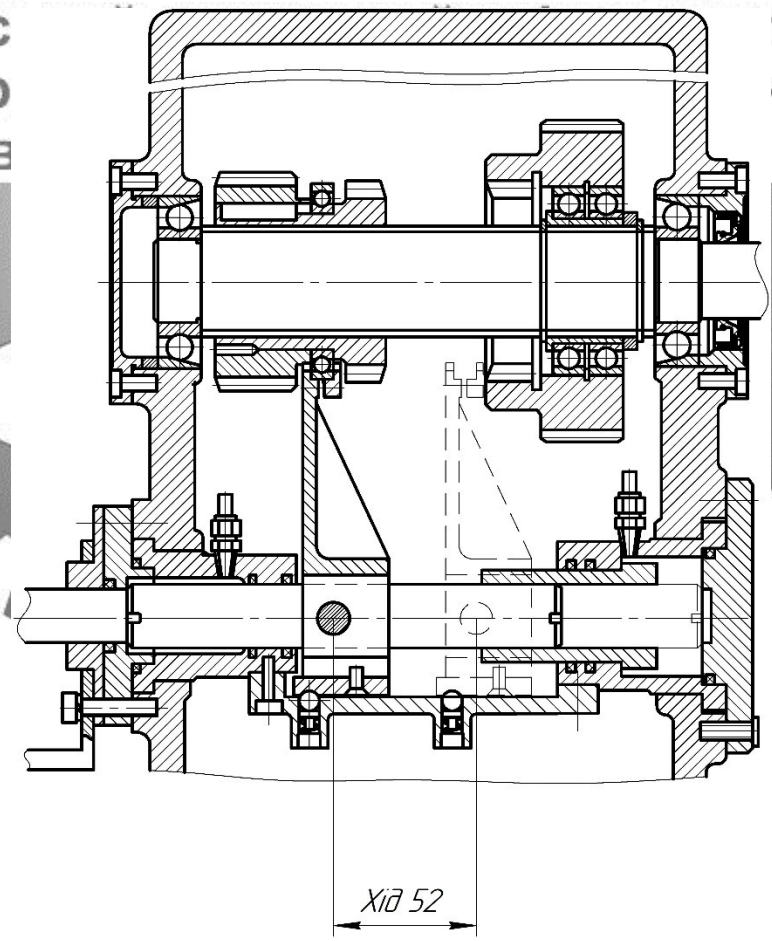


Рисунок 3.4 – Механізм переключення

Сумс т
Кафедр ня,
в

4 РОЗРОБКА МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДУ ПОДАЧІ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

4.1 Огляд використання КГП

Приводами подачі з числовим програмним управлінням і кулькової гвинтової передачею в якості тягового механізму оснащують верстати під час їх модернізації приводами ЧПУ. За рекомендаціями діапазон безступенчатого регулювання частот обертання тягового механізму приводу подачі повинен бути не менше 1:100.

Пояснюється це тим, що цей привід переміщує виконавчий орган не тільки зі швидкістю робочої подачі (мінімальне значення - кілька міліметрів в хвилину), але і зі швидкістю настановних рухів (досягає 60 000 мм / хв).

Силові характеристики приводу подачі повинні бути такими, щоб він зміг долати сили різання; динамічні сили, що виникають при розгоні і гальмуванні; сили тертя в його механізмах і опорах, а також в напрямних виконавчого органу, неврівноважену частину його сили тяжіння і знаходяться на ньому елементів. Точність приводу подачі характеризується похибкою позиціонування і зоною нечутливості і залежить від точності комплектуючих елементів, структури і осьової жорсткості приводу, а також від його теплової стабільності. У верстатах з ЧПУ широко застосовуються слідкуючі електричні приводи, в яких не тільки автоматично регулюються частота обертання електродвигуна і, отже, швидкість виконавчого органу, а й проводиться відслідкування за положенням останнього. У слідкуючих приводах з напівзамкнутим контуром зворотного зв’язку (рис.4.1) тахогенератор, що виконує функцію вимірювального перетворювача частоти обертання, встановлений на вал електродвигуна М і видає сигнали зворотного зв’язку в блок регулювання швидкості.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

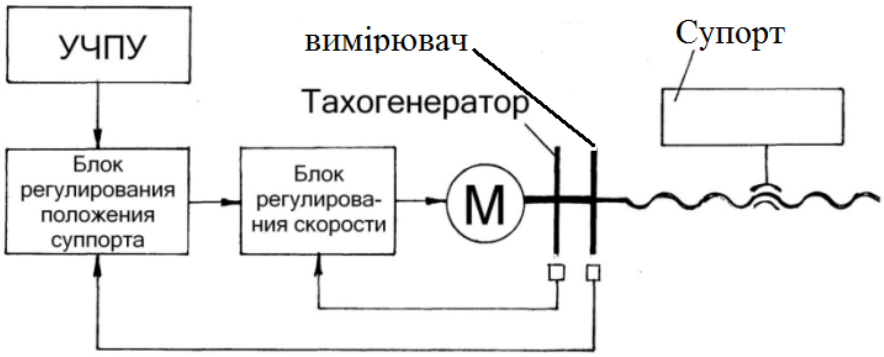


Рисунок. 4.1 – Структурна схема модернізованого приводу подачі токарного верстата

Структурна схема приводів подачі з із замкнутим контуром регулювання (рис.4.2)

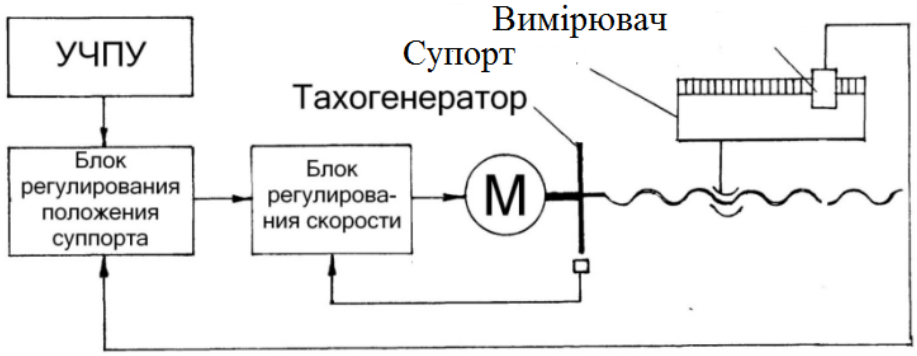


Рисунок. 4.2 – Структурна схема модернізованого приводу подачі верстата.із зворотним зв’язком

лінійний вимірювальний перетворювач шляху встановлений на виконавчому органі, тому похибки механічної системи не впливають на точність позиціонування. Такі приводи застосовуються в прецизійних верстатах.

Виконавчі механізми приводів подачі з приводним гвинтом виконуються за такими схемами. Двигун 1 (рис.4.3) муфтою 2 з’єднаний з гвинтом передачі.

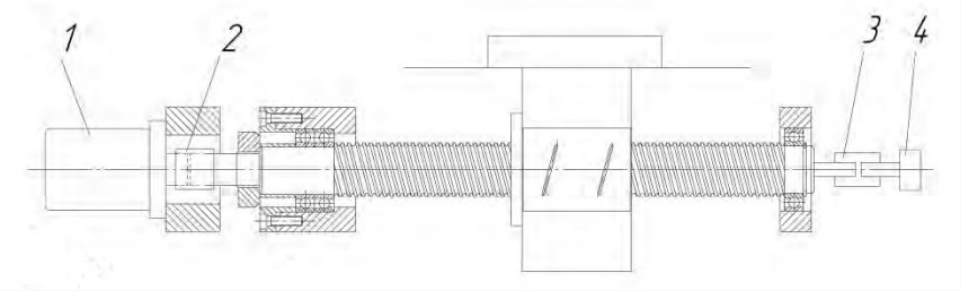


Рисунок 4.3 – Схема виконавчого органу приводу подачі із приводним гвинтом та з'єднанням з двигуном через муфту

Якщо вимірювальний перетворювач встановлений на валу двигуна, то внаслідок деформації приводу на ділянці від вала двигуна до гайки кулькової передачі з'являються похибки вимірювання переміщень. При установці вимірювального перетворювача 4 на ходовому гвинті через муфту 3 з боку, протилежного приводу, ці похибки відсутні.(рис.4.4). Між двигуном 1 і

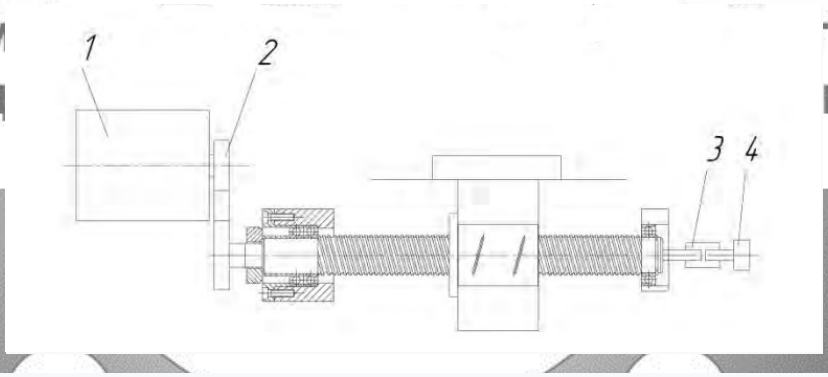


Рисунок 4.4 – Схема виконавчого органу приводу подачі із приводним гвинтом та з'єднанням з двигуном через редуктор та пасову передачу

ходовим гвинтом знаходиться редуктор 2, що складається з пари зубчастих коліс або передачі з зубчастим пасом.

Структура з приводів з кульковою гвинтовою передачею, виготовленої в одному блоці з ротором електродвигуна, забезпечує більш високу точність переміщень і кращі динамічні властивості приводу, але такі приводи дорожчі, і тому нами вибрана схема модернізації приводу від двигуна пасовою передачею.

Переваги крокових гвинтових передач.

1. Малі втрати потужності на подолання тертя і відповідно високий ККД: при кутах підйому гвинтової канавки від 2 до 9 він змінюється від 0,85 до 0,98.

2. Невелика різниця між силами тертя спокою і руху, що забезпечує незначний вплив частоти обертання гвинта на момент тертя в передачі і плавність руху виконавчого органу.

3. Можливість створювати велику швидкість руху виконавчого органу.

4. Можливість усувати в ній осьової зазор і створювати осьовий натяг, що забезпечує високу жорсткість приводу подачі і точність переміщення робочого органу.

5. Достатня для верстата довговічність. Недоліками передачі є складність виготовлення і необхідність ретельного захисту від забруднень. Як тягового механізму передача застосовується в металорізальних верстатах з ЧПУ, а також в інших машинах з прецизійними переміщеннями виконавчих органів. Вона застосовується і в приводах подач звичайних верстатів при необхідності забезпечувати точні переміщення, а також з метою значного підвищення стійкості ріжучих інструментів завдяки плавності руху виконавчого органу. Передача також застосовується в маніпуляторах, промислових роботах, і в вимірювальних машинах. Кульково-гвинтова передача складається з гвинта (1) і гайки (2) і служить для перетворення обертального руху в поступальний. У кулько-гвинтових передачах на гвинті і в гайці виконані гвинтові канавки (різьба) (3) криволінійного профілю, що служать доріжками кочення для кульок (4), розміщених між витками гвинта і гайки. При цьому обертання закріпленої від осьових переміщень гайки викликає поступальне переміщення гвинта, або обертання закріпленого від осьових переміщень гвинта приводить до поступального переміщення гайки. Загальний вид поданий на рис.4.5.

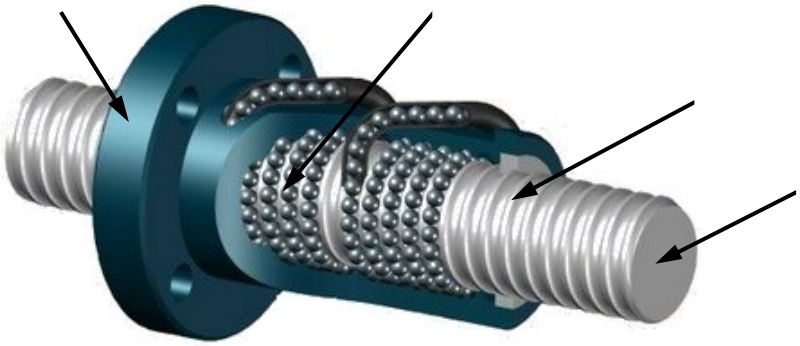


Рисунок 4.5 – Передача гвинт-гайка кочення

Кульково-гвинтова передача широко використовується в прецизійному машинобудуванні, такому, як верстати з ЧПК, роботи, складальні лінії, а також – в механічних пресах, термопластавтоматах та ін. Велике застосування знайшла в приводах металорізальних верстатів зокрема у фрезерних, для переміщення робочих органів верстатів. Загальний приклад використання кульково-гвинтової передачі у приводі супорта модернізованого приводу верстата поданий на рис.4.6.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Вихідні дані і мета розрахунку. Передача гвинт - гайка кочення виходить з ладу в результаті втоми поверхневих шарів кульок, гайки і гвинта, втрати стійкості гвинта, зносу елементів передачі і зниження точності. Можливими причинами виходу її з ладу є: занадто велике навантаження на гвинт, низька розрахункова довговічність, значний щодо відповідності перекіс гвинта і гайки, незадовільний захист від забруднень. Мета розрахунку передачі полягає у визначенні номінального діаметра гвинта і в підборі за каталогом такої передачі, яка задовольняла б усім вимогам до працездатності .

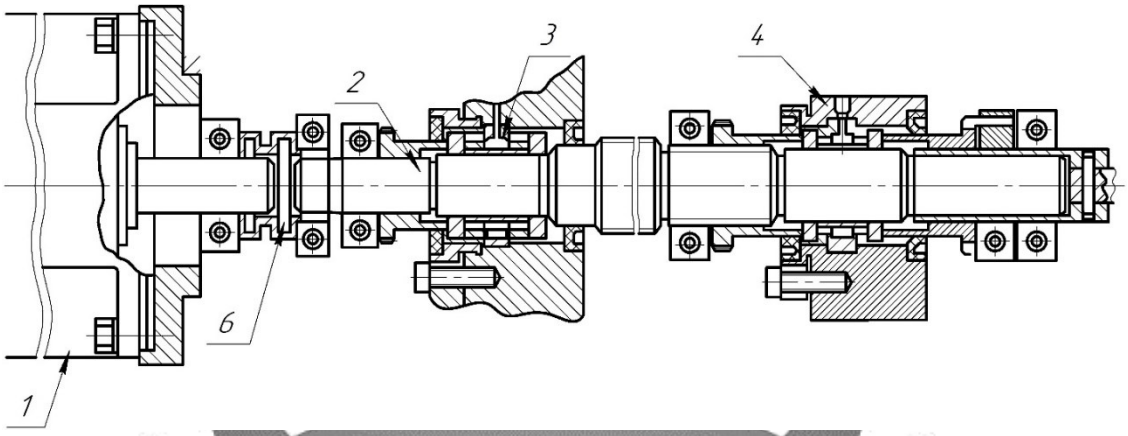


Рисунок 4.6 – Використання КГП у модернізованому приводі верстата

При розрахунку КГП потрібно визначити такі елементи: довжину гвинта, його найбільша розрахункова довжина, спосіб установки гвинта на опорах, ряд значень осьової навантажень на передач, ряд частот обертання гвинта (гайки). Осьові навантаження на гвинт визначають для різних операцій, виконуваних на верстаті (наприклад, для чорнового, напівчистового і чистового точіння), а також для різних елементів циклу обробки (для швидкого і робочого ходів робочого органа). Встановлюють також час дії кожного навантаження (у частках від розрахункового терміну експлуатації верстата) і відповідні їм частоти обертання гвинта.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

4.2 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення

Максимальне зусилля подачі – F=5000 Н. Виходячи з цього виконують розрахунок кульково-гвинтової пари. На першому етапі передачу вибирають по осьовому навантаженні, конструктивним і технологічним міркуванням, на другому перевіряють за втоми робочих поверхонь гвинта і гайки, за критеріями стійкості і осьової жорсткості.

Для вибору типорозміру КГП необхідно розрахувати мінімально необхідну базову динамічну вантажопідйомність із умови зберігання натягу і досягнення необхідної жорсткості. Для розрахунку приймаємо однозаходну трьохвиткову гайку $i_в = 3$ [3,6]. Динамічна вантажопідйомність визначається

за формулою:

$$C_{a\min} = 1{,}25F_{\max} / K \tag{4.1}$$

де F_{max} – максимальне зусилля подачі;

К – коефіцієнт, який враховує точність виготовлення передачі

$$K = K_T K_P K_H \tag{4.2}$$

де $К_Т$, $К_Р$, $К_Н$ – коефіцієнти точності;

$К_Т = 0{,}98$

$К_Р = 1{,}0$

$К_Н = 0{,}95$

$$K = 0{,}98 \cdot 1{,}0 \cdot 0{,}95 = 0{,}931$$

$$C_{amin} = 1{,}25 \cdot 5000/0{,}931 = 6713 \text{ Н}$$

По стандарту визначаємо типорозмір КГП, виходячи з розрахунків та конструктивних і технологічних міркувань задовольняючи умову: для передач з натягом $C_a > C_{amin}$[10].

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Вибираємо для обраного типорозміру КГП значення:

d_0 =32 мм – номінальний діаметр;

P =5 мм – крок;

D_W =3 мм – діаметр кульки;

C_{amin} =37700 Н – базова статична вантажопідйомність;

C_{0a} =17710 Н – базова динамічна вантажопідйомність.

Необхідно скоригувати значення статичної та динамічної вантажопідйомності

$$C_{ap} = 0{,}931 \cdot 37700 = 35098{,}7 H$$

$$C_{0ap} = 0{,}931 \cdot 17710 = 16488 H$$

Щоб в процесі роботи не відбулося повного розвантаження неробочої гайки, силу, (Н) попереднього натягу F_{HAT} призначають рівною:

$$F_{HAT} = (0{,}1...0{,}2)\,C_{0ap} = 0{,}15 \cdot 16488 = 2473{,}2\,H$$

Для передачі з натягом еквівалентне навантаження знаходять з урахуванням сили F_{HAT} попереднього натягу. КГП з натягом складається з двох гайок, кожна з яких після складання навантажена осьовою силою натягу. Зовнішня осьова сила $F_{лі}$ змінює сили, що діють на гайки, навантажуючи одну гайку (робочу) і розвантажуючи іншу (неробочу). Як показали дослідження, при досягненні силою $F_{лі}$ значень, в 2,83 рази перевищують сили F_{HAT} натягу, відбувається повне розвантаження неробочий гайки і всю зовнішню осьову силу сприймає робоча гайка.

Залежно від напрямку зовнішньої осьової сили робочою може бути як одна (ліва), так і інша (права) гайка.

Осьова сила, що діє на гвинт

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

$$Q = \frac{T}{tg(\beta+\rho)} = \frac{2M}{d_0 \cdot tg(\beta+\rho)} \quad (4.3)$$

Еквівалентне навантаження для розрахунку ресурсу лівої гайки

$$Q_{лE} = \sqrt[3]{0{,}01\sum_{1}^{r}\left(Q_{лі}{}^{3} n_i t_i\right) / n_{ср}}\,, H \quad (4.4)$$

Еквівалентна навантаження для розрахунку ресурсу правої гайки:

$$Q_{nE} = \sqrt[3]{\mathbf{0{,}01}\sum_{\mathbf{1}}^{r}\left(Q_{ni}{}^{\mathbf{3}} n_i t_i\right) / n_{ср}}\,, H \quad (4.5)$$

Гранично допустима нормальна статичне навантаження на одну кульку. Це навантаження (Н) визначають по залежності

$$P = k_д \cdot d^2 \quad (4.6)$$

де $к_д$ – коефіцієнт, залежить від допустимого контактного напруги на поверхні кульки o_n (при $а_ц$ = 2500 ; 3000 ; 3500 і 3800 МПа відповідно $к_д$ = 20, 35, 55 і 70; для звичайно застосовується передачі $к_д$ = 70); d в мм.

Статична вантажопідйомність передачі . Статична вантажопідйомність С. – це гранично допустима осьова навантаження на гвинт , в результаті дії якої виникає загальна залишкова деформація тіл кочення , гайки і гвинта в найбільш навантаженої зоні контакту, рівна 0,0001 діаметра тіла кочення:

$$C_0 = P_{zp} \cdot i \sin\alpha \cdot \cos\beta \qquad (4.7)$$

де z – розрахункова кількість кульок в одному витку різьби; і – число виткі в гайці;

α ·– кут контакту кульки з гвинтом і гайкою;

β – 0,3 ... 0,5 –коефіцієнт , що враховує похибки виготовлення гайки , а також деформації в гвинтовому механізмі та в усіх його стиках: d_o і р – в мм.

Найменша жорсткість ходового гвинта залежить від способу встановлення його на опорах. При односторонньому закріпленні , а також у разі , коли один кінець гвинта затиснений , а другий розмщений на шарнірної опорі, де l (– найбільша відстань від опори гвинта до середини кульковою гайки ; d_o та l_t - в мм, Е - в МПа , l- Н / м.

Наближене значення жорсткості опор гвинта (Н / мкм)

$$J_o = ed_o \qquad (4.8)$$

де е = 5; 10; 30 відповідно для радіально-упорних, кулькових і роликових упорних підшипників; d_o – в мм.

За залежності визначають діаметр ходового гвинта, забезпечуючий задану осьову жорсткість приводу подач .

Розрахунок передачі на динамічну вантажопідйомність. Динамічну вантажопід’ємність передачі С називають таку постійну осьову навантаження, яку повинен витримати кулько-гвинтовий механізм протягом 10^6 обертів.Оскільки в процесі роботи верстата на гвинтові передачу діють різні за значенням , напрямку і часу впливу навантаження , а частота обертання гвинта не залишається постійною, методика вибору передачі по динамічній

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

вантажопідйомності вимагає визначення еквівалентної

навантаження і еквівалентної частоти обертання. Якщо в кулько-гвинтовий механізм входять дві гайки, еквівалентну навантаження знаходять для кожної з них.

Нехай на передачу з боку першого гайки діють осьові навантаження Q_1 , Q_1 , Q_k при відповідних частотах обертання гвинта (гайки) n_1 , n_2 , n_k , протягом інтервалів часу t_1 , t_2 , t_k

Тоді сили, що діють на першу гайку передачі

$$Q_i = P_h (1 + Q_i / 4P_h) \qquad (4.9)$$

де P – сила попереднього натягу в кулько- гвинтовому механізмі. У цьому випадку друга гайка навантажена силами

Якщо задана динамічна вантажопідйомність C, то допустима тривалість роботи механізму , виражена в оборотах ,

$$N=(C/Q_3)^3 10^6 \qquad (4.10)$$

Тривалість роботи гвинтового механізму , виражена в годинах

$$T = N / (60n)$$

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Необхідну тривалість роботи механізму до настання стоми будь-якого його елемента при Q і n приймають рівною близько 10 000 ч.

Якщо в гайці u робочих витків і динамічна вантажопідйомність одного витка C_1

$$C = C_1 \cdot u^{0.7} \qquad (4.11)$$

Зі співвідношень слідує залежність для обчислення потрібної динамічної вантажопідйомності одного витка :

$$C_1 =(60Tn)^{1/3} Q_3) / (100\ u^{0.7}) \qquad (4.12)$$

Щоб врахувати характер навантаження на механізм і властивості матеріалів , з яких виготовлені його деталі , у вираз вводять відповідні поправочні коефіцієнти f_w і f_u

$$C_1 =(60Tn)^{1/3} Q_3 f_w) / (100\ u^{0.7} f_u) \qquad (4.13)$$

Коефіцієнт *f* приймають наступним: при рівномірному обертанні гвинта

(гайки) без ударних навантажень f_w = 1,0 . , .1,2 ; за середніх умов роботи f_w = 1,2 ... 1,5 ; при роботі з частими ударними навантаженнями f_w = 1,5 ... 2,5 ; для кульково- гвинтових передач в металорізальних верстатах f_w = 1,2 , в промислових роботах f = 1,2 ... 1,5. Значення коефіцієнта при твердості матеріалу гайки 58 ... 60 HRC = 1; при 55 HRC f_u = 0,7; при 55HRC , f_u = 0,5 .

Необхідна розрахункова динамічна вантажопідйомність одного витка, розрахована за формулами повинна бути не менше цього показника, визначеного для передачі по каталогу. Виходячи з цієї умови , за каталогом вибирають передачу з номінальним діаметром d.

Значення С, внесені в каталог, визначені експериментальним шляхом. Якщо експериментальні дані відсутні, фактичну динамічну вантажопідйомність одного витка передачі з поверненням кульок через вкладиші можна визначити, користуючись співвідношенням С1 = (0,2 .. 04). С0. Розрахунок гвинта на стійкість по критичної осьової силі. Якщо достатньо довгий гвинт працює на стиск, його перевіряють на стійкість при найбільшому тяговому зусиллі (Q_{max}, приймаємо за критичну силу С з урахуванням того що момент інерції перерізу гвинта / визначають не для мінімального його діаметра , а умовного d_o, отримують наближену залежність

$$Q_{max} = \frac{\pi^2 \cdot EI}{(\mu l)^2} \quad (4.14)$$

де Е – модуль пружності матеріалу гвинта;

Е – Момент інерції перерізу гвинту;

μ – коефіцієнт, що залежить від характеру закладення кінців гвинта (якщо обидва кінці гвинта затисненіприймають рівним 0,5; при одному защемлення кінці і розміщенні другого на шарнірної опорі , що має можливість зміщення в осьовому напрямку , μ = 0,707 ; при обох шарнірних опорах 1 ; при одному защемлення кінці і другому вільному = 2)

l – найбільша відстань між гайкою і опорою гвинта.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

З урахуванням коефіцієнта запасу стійкості, прийнятого для передач гвинт - гайка кочення , рівним С , по залежності визначають номінальний діаметр гвинта d_o , при якому він не втрачає стійкості

$$d_0=\sqrt{\frac{64k_y\cdot(\mu l)^2\cdot Q_{max}}{\pi^3\cdot E}} \quad (4.15)$$

Розрахунок гвинта на стійкість по критичної частоті обертання. У моменти швидких переміщень робочого органу верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що проявляється в наступі вібрацій. Критична частота обертання гвинта (об / хв)

$$n_k = 5\cdot 10^7 dvk/l^2 \quad (4.16)$$

де d внутрішній діаметр різьби гвинта, мм;

v – коефіцієнт , який залежить від способу закладення гвинта (якщо один кінець гвинта замурований жорстк, другий, вільни, *v* приймають рівним 0,7; в разі обох опорних кінців *v* = 2,2; якщо один кінець замурований жорстко, інший опорний, *v* = 3,4 ; коли обидва кінці закладені жорстко , *v* = 4,9);

к = 0,5 . .0,8 – Коефіцієнт запасу;

l – відстань між опорами гвинта, мм.

Розрахунок на жорсткість. Необхідний діаметр ходового гвинта d можна визначити з умови забезпечення жорсткості приводу, яка пов'язана з жорсткістю кулько - гвинтового механізму $J_м$, гвинта j_o і його опор $J_в$:

$$1/j = 1/j_в + 1/j_o + 1/j_м \quad (4.17)$$

Осьова жорсткість приводу впливає на можливість виникнення його резонансних коливань . Основні конструктивні параметри подані на рисунках 4.7 та 4.8.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

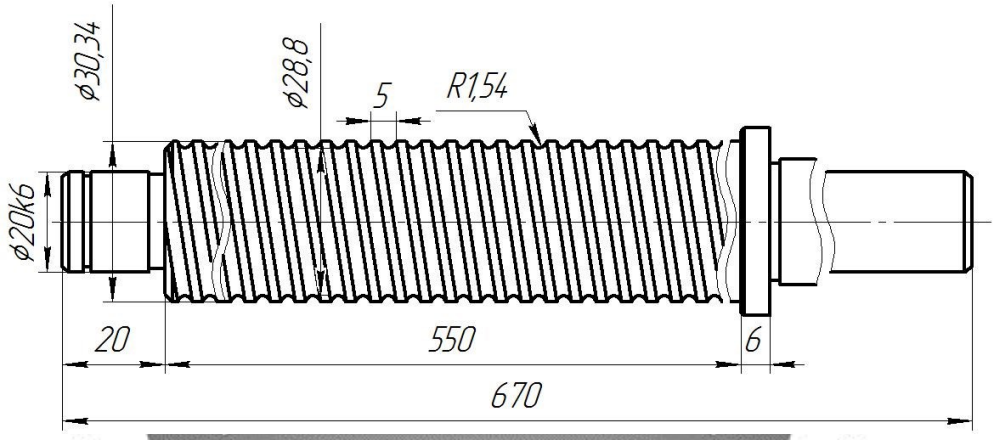


Рисунок 4.7 – Ходовий гвинт поперечного приводу токарного верстата

Ескіз кульково-гвинтової передачі показаний на рис.4.8

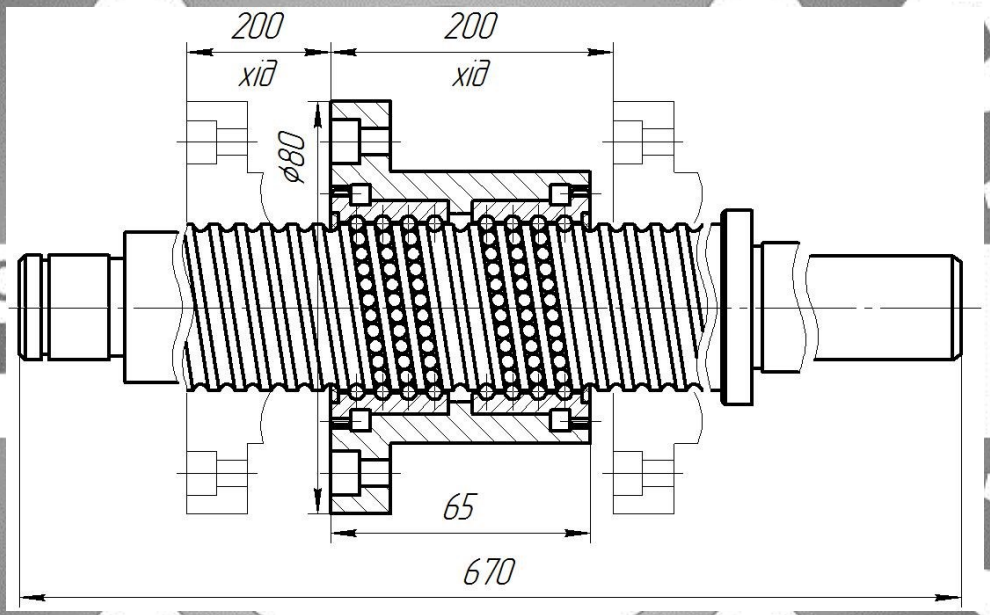
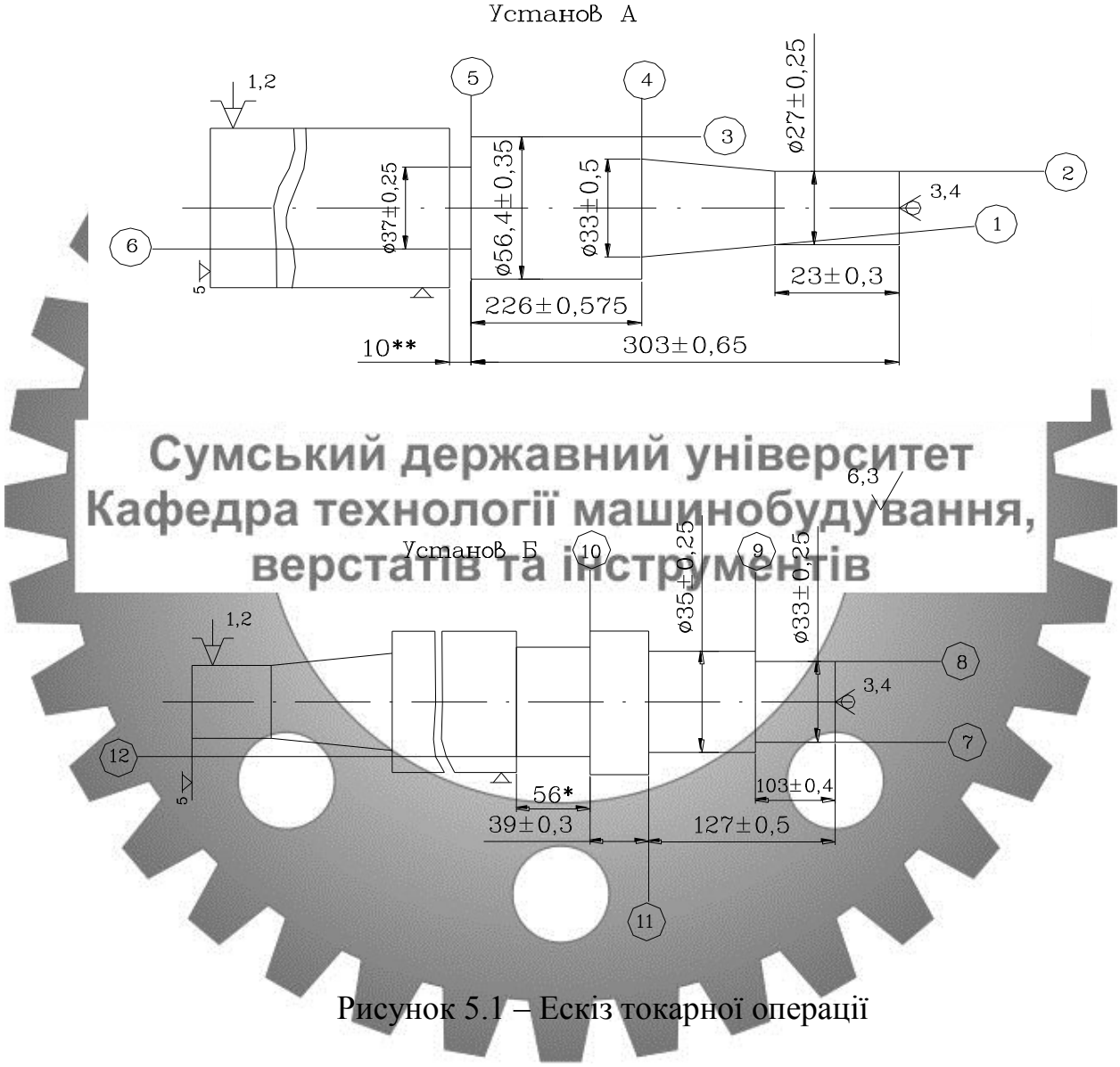


Рисунок 4.8 – Складальне креслення КГП за координатою X

5 КОНСТРУЮВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ПРИСЬОСУВАННЯ

Верстатне пристосування розроблене для чорнового обточування на операції «Токана» деталі «Гинт ВІ 18510241» згідно ескізу.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Рисунок 5.1 – Ескіз токарної операції

5.1 Обгрунтування необхідності створення пристосування

В даний час заготовка обробляється в пристрої з немеханізованим приводом. Працівник цієї операції має четвертий розряд. Використання спеціального приладу з механізованим приводом дозволить скоротити розряд

працівника на цю операцію, знизити трудомісткою обробки, підвищити точність параметрів операції.

5.2 Уточнення мети технологічної операції. Визначення кількісних і якісних результатів виконання операції

5.2.1 Точність розмірів, форми та розташування

Ця операція обробляє кілька поверхонь 14 квалитету. Найнижчий на діаметрі 32,за ГОСТ 25346-82, дорівнює 500 мкм.

Решта поверхні обробляють з аналогічною точністю, що відповідає 14 квалитету. Тому ми будемо розраховувати на діаметрі 32.

Відхилення форми циліндричних поверхонь характеризується відхиленням від циліндричності і округлості.

Розглянемо допуск радіального биття поверхні відносно осі деталі. Розмір допуску не вказаний у кресленні. Це означає, що величина може бути в межах допуску до ∅ 32 мм. тобто по всій довжині поверхні в радіусі 0,250 мм.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

5.2.2 Шорсткість

Згідно рисунку 5.1,на деталі вказана шорсткість обробки Ra-6,3 мкм.

5.2.3 З’ясування поверхонь які можуть бути базовими

Для цієї операції заготовку отримуємо не оброблену, вага заготовки-11.68 кг. Матеріал сталь 45 ГОСТ 1050-74. Заготовка є тіло обертання, не досить жорстка, її обробка є задовільною. Має досить розвинені поверхні, які можна прийняти за базові, ще може бути зовнішню циліндричну поверхню ∅ 60; $\frac{+0,3}{-1,1}$; ∅ 33-0,25 і торці заготовки. Розрахунок буде проводитись по ∅ 33-0,25 оскільки величина допуску на дану поверхню є мінімальною.

Діаметр зовнішньої циліндричної поверхні дорівнює 33мм. Допуск цього розміру за кресленням становить 500 мкм. За ГОСТ 25346-82, це

значення відповідає 14 квалітету.

Давайте проаналізуємо точність форми базових поверхонь.

Зміна форми зовнішньої циліндричної поверхні ∅33 характеризується відхиленням від целіндричності і округлості. Допуск до циліндричної і округлістю поверхні в кресленні не вказано. За ГОСТ 24643-81 для цього квалітету IT14 і рівня геометричної точності, що має ступінь точності 13. Для заданого номінального розміру 33 мм. Допуск до целіндричності за ГОСТ 24643-81 становить 250 мкм.

В якості можливого відхилення розташування, розглянемо радіальне биття зовнішньої циліндричної поверхні ∅ 33 мм. допуск радіального биття не вказано в рисунку 3.1, а це означає, що його значення може бути в межах допуску до розміру ∅ 33, тобто 500 мкм.

5.3 Визначення умов використовуватись пристосування.

Річна програма випуску 550 деталей. Дана програма, беручи до уваги трудомісткість, передбачає дрібносерійний вид виробництва. З урахуванням цього, планується не висока інтенсивність використання пристрою. При заданому виробничому періоді на 3 роки або 36 місяців прилад повинен відпрацювати 1 650 циклів. Можна використовувати цей пристрій і обробляти цю деталь в інших операціях, і обробляти інші деталі.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

5.3 Розробка та обґрунтування схеми базування

5.3.1 Вибір основної базової поверхні

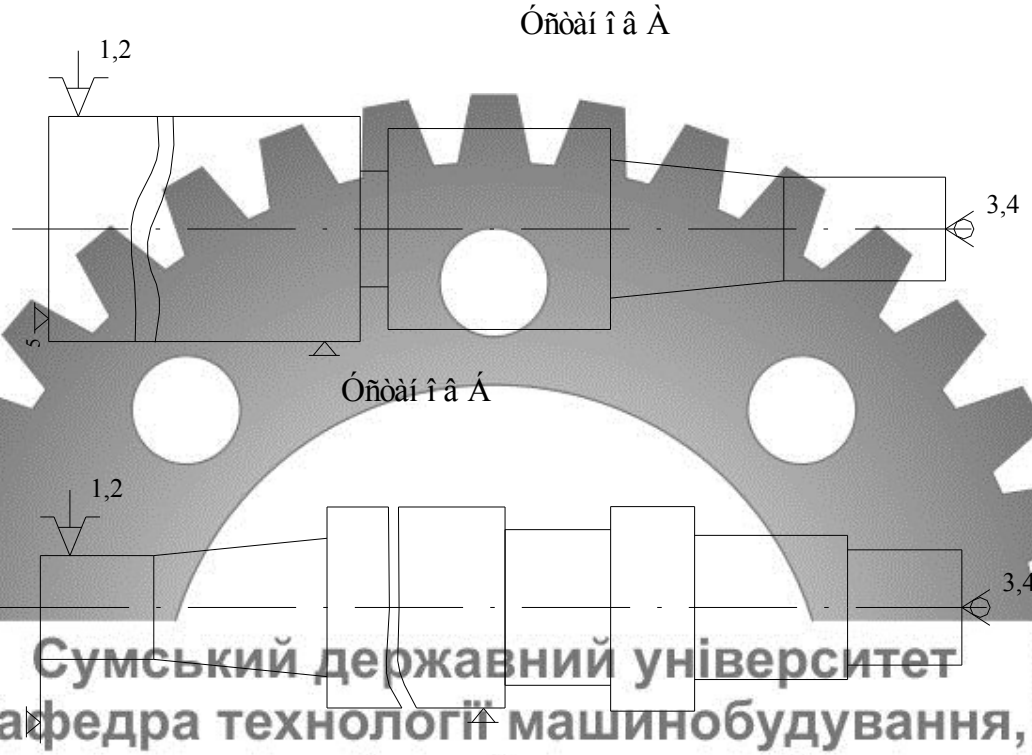
В якості основних базових поверхонь виступають циліндричні поверхні з діаметром33 та 60. Ці поверхні виступають в якості подвійних опорних баз, позбавляючи заготовку двох ступенів свободи .

5.3.2 Вибір опорної базової поверхні

В якості опорної бази підходить один з торців ∅ 60 і ∅ 33 мм. він позбавляє заготовку однієї ступені свободи,одного руху по осі деталі.

Використання цієї поверхні в якості бази також не перешкоджає ріжучому інструменту для доступу до поверхонь що обробляються.

1).



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Рисунок 5.2 – Схема базування на чорновій операції

5.4 Функціональна структура пристрою

Функціональна структура проектованого приладу представлена на рисунку 5.3

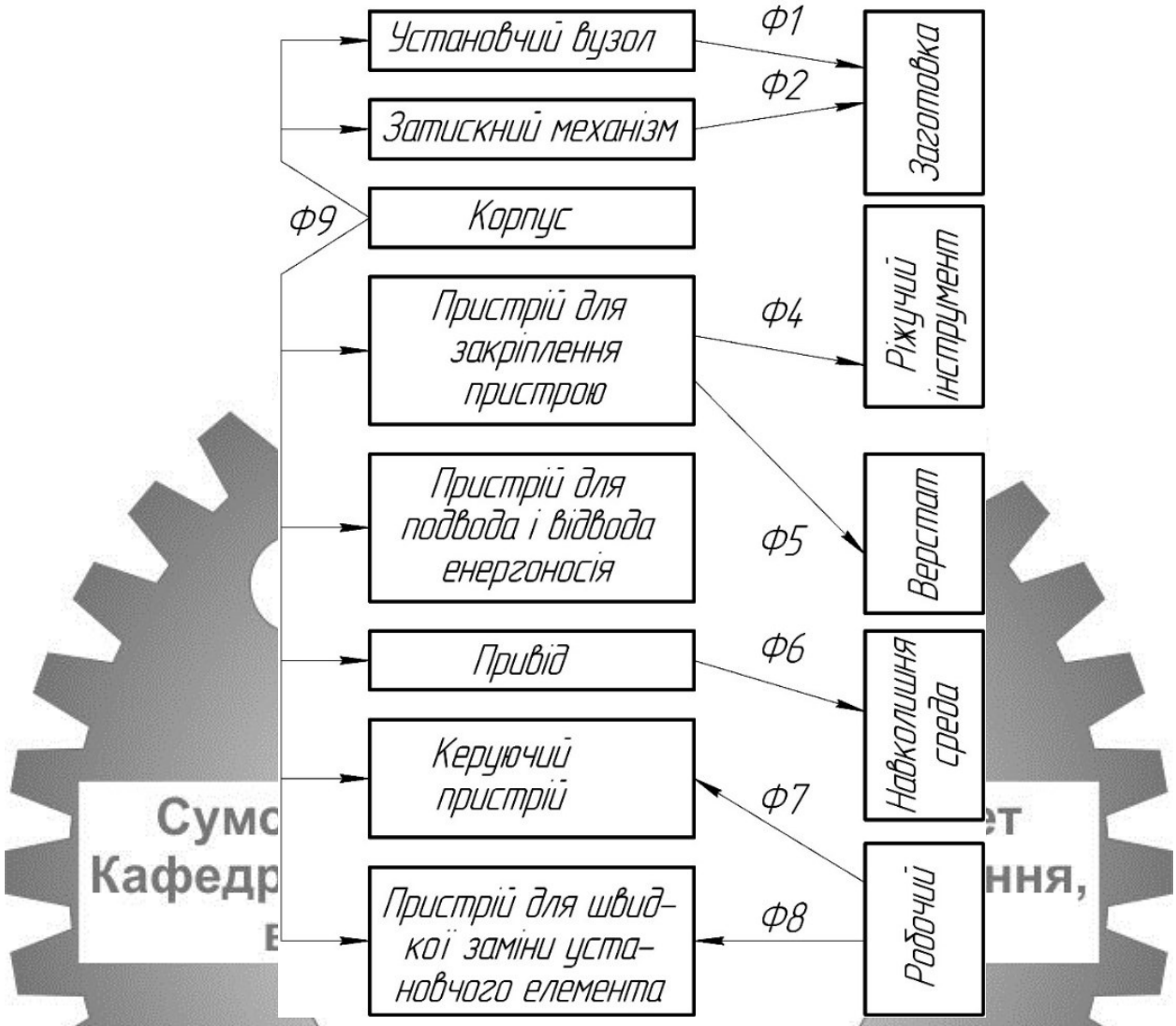


Рисунок 5.3 – Функціональна структура проектованого пристрою

Таблиця 5.1 – Таблиця односторонніх зв’язків

Характер з'єднання	Індекс координації одностороннього											
	X	X'	I	I''	Z	Z'	ω_x	ω'_x	ω_y	ω'_y	ω_z	ω'_z
Реакція підтримки	R	R	R	R	R	R			R	R	R	R
Потужність тертя												

5.5 Разработка і обгрунтування схеми закріплення

Розклавши діючі сили на складові P_x, P_y, P_z, ми бачимо що основною складовою цих сил є сила P_z.

Зусилля закріплення необхідно розраховувати з умови не провороту заготовки від сили P_z.

$$F_{тр} \cdot R = W \cdot f_1 \cdot R > P_Z \cdot r \cdot K,$$

де K – коефіцієнт запасу;

f – колофіцитет тения.

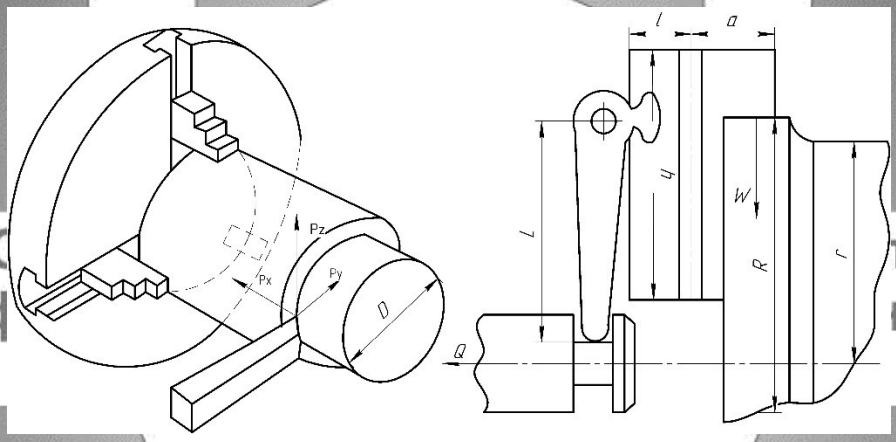


Рисунок 5.4 – Структура балансуючих сил

Недоліком прийнятого методу балансування є високий рівень енерговитрат на закріплення. Однак конструктивні особливості деталі такі, що у нього немає елементів, які можуть сприймати момент різання (отвори або канавки).

Оскільки гідравлічний привід машини гарантує узгодженість зусиль анкерного кріплення, а ефект неоднорідності шорсткості можна знехтувати, ми приймаємо похибку фіксації на діаметральні розміри, рівною нулю.

$E_з = 0$

Похибка фіксації на радіальному биттю буде відрізнятися від нуля, через неоднорідність геометричних і фізичних властивостей заготовки. Давайте

приймемо це значення: $d_3 \uparrow$ -70.

В зв'язку з тим, що заготовка має невелику жорсткість, використання люнету дозволить уникнути відхилень у розмірах форми і розташування його поверхонь при закріпленні в пристрій. Для аналізу структури і якості зв'язків, які виникають, які виникають при закріпленні заготовки, ми будемо будувати таблицю 2 1-Way посилання.

Таблиця 5.2 – Таблиця односторонніх зв'язків при закріпленні

Характер з'єднання	Індекс координації одностороннього											
	X	X'	I	I''	Z	Z'	ω_x	ω'_x	ω_y	ω'_y	ω_z	ω'_z
Реакція підтримки	-	R	R	R	R	R		-	R	R	R	R
Потужність тертя	W, $F_{тр.}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

5.6 Розрахунок сили закріплення

При токарній обробці момент різання (Нм) визначається за формулою:

$$M_p = \frac{P_z \cdot d}{2}, \quad (5.1)$$

де P_z – сила різання при чорновій обробці деталі, P_z =1460.7 h;

d – найбільший діаметр при обробці, d = 60 мм = 0,06м

$$M_p = \frac{1460,7 \cdot 0,06}{2} = 43,82$$ Н·м.

Звідси ми знайдемо радіальну силу закріплення (Н):

$$W = \frac{K \cdot M_p}{f \cdot d}, \quad (5.2)$$

де K – коефіцієнт запасу, K=2,5 [22, T2, p. 384] ;

d – посадочний діаметр кулачків, d = 0,102 м;

f – коефіцієнт тертя, f = 0, 35.

$$W = \frac{2,5 \cdot 43,82}{0,35 \cdot 0,102} = 3068,7H \approx 3,07кН$$

.

Давайте визначимо необхідну силу на штоці за формулою:

$$Q = \frac{W}{vi} \quad (5.3)$$

де vi – передатне відношення, що не залежить від кута $\alpha = 15^0$ (vi = 2,9)

$$Q = \frac{3068,7}{2,9} = 1058,2H \approx 106кгс$$

.

визначимо площу поршня за формулою:

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 106}{3,14 \cdot 4}} = 5,81см \quad (5.4)$$

.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

де P – тиск стиснутого повітря, *P = 0,4 МПа=4кгс/см²*.

Приймаємо стандартне значення D = 10 см.

Хід пневмоциліндра приймаєм рівним 15 мм.

5.7 Розрахунок точності пристосування

З інформаційної точки зору розрахунки допусків на виготовлення елементів пристосування полягають у перетворенні інформації про точність обробки поверхонь деталі на даній операції в точності вимоги пристосуванню.

Перш ніж приступити до розрахунку точності, визначимо розрахункові параметри, тобто ті параметри, які в більшій мірі впливають на досягнення заданих допусків оброблюваної деталі. У нашому випадку до розрахункових параметрів слід віднести точність взаємного розташування основних і допоміжних конструкторських баз пристосування, а саме: радіальне биття

посадочної поверхні патронаТ ↑ Ф =.1,0 мм

Ми знайдемо допустимої похибки виготовлення для радіального биття:

$$Е_{пр\ \varnothing\ 110} \leq\ Т \uparrow \varnothing\ - К_т \sqrt{(К_{т1} \cdot Е_в)^2 + Е_з^2 + Е_у^2 + Е_п^2 + Е_и^2 + \overline{+ (К_{т2} \cdot W)^2 + Е_{поз}^2}}, \quad (5.1)$$

де Т = 500 мкм - допуск найбільш точного розміну обробки;

КТ – коефіцієнт, що враховує можливе відступ від нормального розподілу, КТ = 1,2;

КТ1 – коефіцієнт, що приймається в обчислення, коли похибка базування не дорівнює нулю, КТ1 = 0;

ЕЗ – похибка закріплення заготовки, ЕЗ = 380 мкм;

ЕУ – похибка установки пристосування на верстаті, ЄУ = 0;

ЕП – похибка перекосу інструменту, ЕП = 0;

ОІ – похибка, що виникає при зносі настановних елементів, ОІ = 0;

W – середня економічна точність обробки, W = 25 мкм;

КТ2 – коефіцієнт, що враховує ймовірність появи похибки обробки, КТ2 = 0,6;

ЕПОЗ – похибка позиціонування блоку шпинделя при обробці, ЕПОЗ = 50 мкм.

$Е_{пр\ \varnothing\ 110} = 500 - 1{,}2\sqrt{(0{,}6 \cdot 25)^2 + 380^2 + 50^2} = 500 - 460{,}3 = 39{,}7$ мкм.

З урахуванням стандартного ряду чисел Ra20 приймаємо пр = 36 мкм.

Отриманий допуск поділяємо за елементами пристосування таким чином: радіальне биття настановної поверхні кулачків щодо базової настановної конічної поверхні шпинделя – не більше 36 мм.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

5.8 Опис приладу і принцип роботи приладу

Розроблене пристосування працює наступним чином (див. Складальне креслення). Патрон важільний 5 містить кулачки 8, що закріплюються за допомогою гвинтів 21. Оброблювану заготовку встановлюють на кулачки 8 до упору торцем в оправлення 18. Закріплення заготовки здійснюється при подачі стисненого повітря в штокову порожнину пневмоциліндра 2. При цьому поршень разом зі штоком переміщається вліво, а зусилля на штоку через передають ланки передається на важіль патрона, який, повертаючись, переміщує кулачки 8 вниз до контакту з заготівлею.

Розкріплення заготовки проводиться при подачі стисненого повітря в безштокові порожнину пневмоциліндра 2, при цьому шток разом з поршнем переміщається вправо, важіль патрона 14 повертається проти годинникової стрілки і відводить кулачки 8 від заготовки. Важільний патрон 3 встановлюється на шпинделі 4 токарного верстата і закріплюється на ньому за допомогою шпильок 11 і гайок 12. Передача крутного моменту від шпинделя 4 важеля патрону 3 здійснюється за допомогою тяги 16, що закріплюється за допомогою гвинта 13. Робоча рідина під тиском 0,4 МПа подається в пневмоциліндр 2 через муфту 1.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

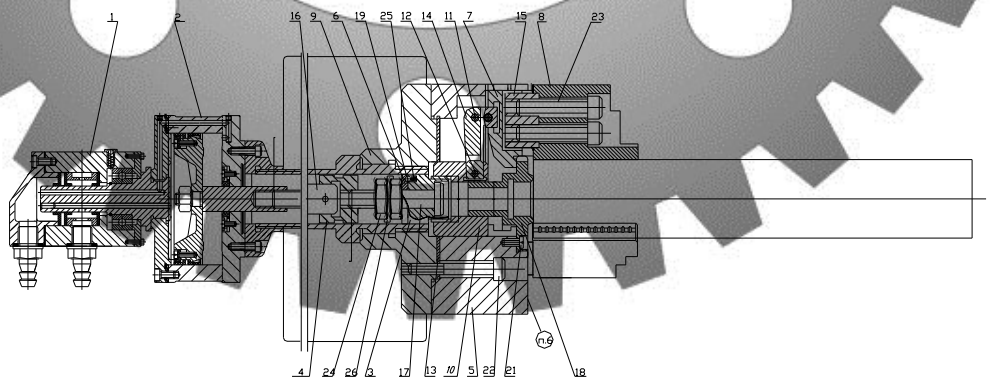


Рисунок 5.5 – Ескіз верстатного пристосування

6 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ ДЕТАЛІ ВЕРСТАТА

6.1 Склад вузла КГП

Кульково-гвинтова передача (КГП або ПГГК – передача гвинт-гайка кочення) є механізмом для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки. В даний час кулькові гвинтові передачі широко застосовують у виконавчих механізмах, у відстежних системах і у відповідальних силових передачах (верстатобудування, робототехніка, авіаційна і космічна техніка, залізничний транспорт, виробництво дорожніх машин, атомна енергетика тощо). Завдяки компактним розмірам і простоті конструкції КГП можуть бути вільно інтегровані в різноманітні машини і механізми, зокрема із гідравлічним і пневматичним приводом. Одним з найперспективніших сьогодні напрямів застосовування КГП в машинобудуванні є створення і використання на їхній основі готових мехатронних вузлів переміщення. Такі вузли, або модулі, можуть включати до свого складу крім КГП алюмінієвий або сталевий профіль (як внутрішня тримальна рама або несний корпус), приводний електродвигун, контрольно-вимірювальні прилади і елементи управління. Головні переваги кулькових гвинтових передач: – низькі втрати на тертя і, як наслідок, можливість використання менш потужного двигуна і меншої кількості мастила; майже повна незалежність сили тертя від швидкості і дуже мале тертя спокою, що сприяє забезпеченню рівномірності (плавності) руху; – к.к.д. передач досягає значення 0,95 в порівнянні з к.к.д. передач гвинт-гайка ковзання (для цих передач к.к.д. становить від 0,2 до 0,4); – можливість повного усунення зазорів і створення натягу, що забезпечує високу осьову жорсткість, що в свою чергу підвищує навантажуваність передачі при малих габаритах; – невеликий нагрів в процесі роботи, висока швидкодія і точність позиціонування, великий експлуатаційний ресурс. Широке застосування КГП обумовлює необхідність постійного підвищення їхньої зносостійкості,

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

довговічності, коефіцієнта корисної дії, жорсткості і здатності навантаження. Проте навіть створення якісно нових КГП не вирішило остаточно питання зносу і довговічності таких приводів. Постають нові завдання, які пов'язані з поверненням тіл кочення, осьовою жорсткістю гвинта і навантажністю КГП, чутливістю гайки до дії радіальних сил, а також з вирішенням протиріччя „навантаження–точність". Зазначене приводить до необхідності пошуку принципово нових технічних рішень при створенні КГП.

6.2 Особливості деталі гайка

Деталь «Гайка» являє собою тіло обертання і використовується в парі з ходовим винтом. Деталь призначена для перетаорення обертового руху вала в поступальне переміщення гайки. Гайка витовлена з сталі ХВГ і виготовлена по третьому класу точності, призначена для використання у станках нормальної точності. Основною робочею поверхнею деталі є внутрішня трапецієдальна різь. До днаної поверні просталено ряд вимог і характеристик. Наступним важливим елементів є вікна в які вставляються вставки призначені для церкуляції кульк, вставки також виготоалені із сталі ХВГ. У вставках фрезеруються канали для повторного руху кульок, твердість вставок 60 HRC. Особливі випридставлені до деталі, а саме торцеве биття не повинно перевищувати 0,005 мкм.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

6.3 Розробкамаршрутного технологічного процесу обробки деталі

Технологічний маршрут механічної обробки гайки КГП.

005 Заготівельна.

На даній операції відбувається відрізання заготовки Ø52 мм і довжиною 48 мм. Матеріал заготовки – сталь ХВГ.

010 Токарно-гвинторізна

На даній операції відбувається чорнова обробка отвору, торців та зовнішнього діаметру заготовки. Операція відбувається в 2 установи. На

установі А відбувається точіння Ø52 мм до Ø49 мм на всю довжину деталі, оброблюється торець до загальної довини деталі з 48 мм до 46 мм. На установі Б Ø49 мм оброблюється до Ø29 мм на довжину 35 мм. Також на установі Б оброблюється торець до розміру 45,5 мм, свердлиться отвір Ø15 мм та потім оброблюється різцем до Ø16 мм. Шорсткість на операції Ra 12,5.

015 Термічна

На даній операції заготовка проходить таку термічну обробку як поліпшення.

020 Токарна з ЧПУ

На даній операції відбувається чистове точіння зовнішніх та внутрішніх поверхонь. Операція відбувається в 2 установи. На установі А відбувається обробка Ø49 мм до розміру Ø48,2 мм, підрізання торця до загального розміру деталі 45 мм, розточування Ø16 мм до Ø20 мм на довжину 14 мм від торця. На установі Б відбувається обробка Ø29 мм до $Ø28,3_{-0,1}$ мм, підрузання торця до розміру $44,3_{-0,1}$, розточування Ø16 мм до $Ø16,6^{+0,1}$ мм, розточування Ø16 мм до Ø20 на відстань від торця в 5 мм. Також на даній операції відбувається обробка всіх фасок. Також на даній операції оброблюється отвір з нарізанням в ньому різу М6х1-6g на Ø48,2 мм на відстані центру отвору від торця – 5 мм. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 3,2.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

025 Фрезерна з ЧПУ

На даній операції прободиться фрезерування лисок на Ø 48,2 мм. З кожного боку знімається по 4,1 мм. Відстань між лісками після операції складає 40 мм. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 6,3. Також на даній операції відбувається свердління 6 отворів Ø5,5 мм. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 6,3.

030 Внутрішньошліфувальна

На даній операція проводиться шліфування отвору $Ø16,6^{+0,1}$ до $Ø16,8^{+0,05}$, шліфування торця з боку фланця до загальної довжини деталі $44,2_{-0,07}$ (установ А). На установі Б шліфується другий торець до загальної довжини

деталі $44{,}1_{-0{,}05}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 1,6.

035 Круглошліфувальна

На даній операція проводиться шліфування зовнішнього $Ø28{,}2_{-0{,}07}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 1,6.

040 Різенарізна.

На даній операції проводиться чорнове нарізання різі. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 3,2.

045 Фрезерна з ЧПУ

На даній операції проводиться обробка паза під вкладиш на діаметрі $Ø28{,}2_{-0{,}0{,}7}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 3,2.

050 Термічна

На даній операції проводиться закалка та відпуск деталі до твердості HRC 60.

055 Внутрішньошліфувальна

На даній операція проводиться шліфування отвору $Ø16{,}8^{+0{,}1}$ до $Ø17H9^{+0{,}0043}$, шліфування торця з боку фланця до загальної довжини деталі $44{,}1_{-0{,}07}$ (установ А). На установі Б шліфується другий торець до загальної довжини деталі $44h11_{-0{,}16}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 0,8.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

060 Круглошліфувальна

На даній операція проводиться шліфування зовнішнього $Ø28h11_{-0{,}13}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 0,8.

065 Рішешліфувальна

На даній операції проводиться шліфування впадин різі. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 0,2.

070 Контрольна

На даній операції проводиться контроль всіх отриманих розмірів

6.4 Підбір МРС

005 Заготівельна

Верстат відрізний HDM 170-MO

010 Токарно-гвинторізна

Токарно-гвинторізний верстат TURNER 360

015 Термічна

Електропіч

020 Токарна з ЧПК

Токарний оброблювальний центр ТС1720Ф4

025 Фрезерна з ЧПК

Фрезерний оброблювальний центр RAIS M550

030 Внутрішньошліфувальна

Верстат для внутрішнього шліфування 3К228А

035 Круглошліфувальна

Круглошліфувальний верстат 3М152ВМ

040 Різенарізна

Токарно-гвинторізний верстат TURNER 360

045 Фрезерна з ЧПК

Фрезерний оброблювальний центр RAIS M550

050 Термічна

Електропіч

055 Внутрішньошліфувальна

Верстат для внутрішнього шліфування 3К228А

060 Круглошліфувальна

Круглошліфувальний верстат 3М152ВМ

065 Рішешліфувальна

Верстат для шліфування різі 5К822В

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

6.5 Підбір ріжучого інструменту

005 Заготівельна

Пила у вигляді замкнутої стрічки.

010 Токарно-гвинторізна

Різець прохідний DCLNR 3225P16 ВК8 ГОСТ 3882-74.

Різець розточний С15Р-PTUBR9M2 ВК8 ГОСТ 3882-74.

Свердло спіральне 2301-3602 ГОСТ 10903-77.

020 Токарна з ЧПК

Різець прохідний PCLNR1616 H12 T15K6 ГОСТ 3882-74

Різець розточний С15Р-PTUBR9M2 Т15К6 ГОСТ 3882-74

Свердло 2300-0303 ГОСТ 10902-77.

Мітчик 2621-1153 ГОСТ 3266-81.

025 Фрезерна з ЧПК

Фреза кінцева 2220-0005 ГОСТ 17025-71.

Свердло 2301-3553 ГОСТ 10903-77.

030 Внутрішньошліфувальна

Круг шліфувальний 12 150х8х13 24А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

Круг ПП 15х10х6 24А15 - 25 СМ1 К8

035 Круглошліфувальна

Круг шліфувальний 250х20х76 ПП 25А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

040 Різенарізна

Спеціальний різець для нарізання різі круглой форми.

045 Фрезерна з ЧПК

Фреза кінцева 2220-0164 ГОСТ 17025 -71.

Фреза кінцева 2220-0001 ГОСТ 17025 -71.

055 Внутрішньошліфувальна

Круг шліфувальний 12 150х8х13 24А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

Круг ПП 15х10х6 24А15 - 25 СМ1 К8

060 Круглошліфувальна

Круг шліфувальний 250х20х76 ПП 24А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

065 Рішешліфувальна

Круг ПП 15х10х6 24А15 - 25 СМ1 К8.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

6.6 Підбір вимірювального інструменту

005 Заготівельна.

Штангенциркуль ШЦ-II-125-0,1 ГОСТ 166-89.

010 Токарно-гвинторізна.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

020 Токарна з ЧПК.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89. Шаблон для контролю різі.

025 Фрезерна з ЧПК.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

030 Внутрішньошліфувальна.

Нутромір НИ 10-18-4 ГОСТ 868-82.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

035 Круглошліфувальна.

Мікрометр МК 25-50 ГОСТ 6507-90.

040 Різенарізна.

Спеціальній шаблон для контролю різі.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

045 Фрезерна з ЧПУ.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

Спеціальній шаблон.

055 Внутрішньошліфувальна.

Нутромір НИ 10-18-4 ГОСТ 868-82.

Штангенциркуль ШЦ-II-600-0,1 ГОСТ 166-89.

060 Круглошліфувальна.

Мікрометр МК 25-50 ГОСТ 6507-90.

065 Рішешліфувальна.

Нутромір НИ 10-18-4 ГОСТ 868-82.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Спеціальній шаблон.

6.7 Обладнання

010 Токарно-гвинторізна.

Закріплення деталі у токарному патроні спеціальному.

020 Токарна з ЧПК

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80.

025 Фрезерна з ЧПК.

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80.

035 Круглошліфувальна.

Патрон повідковий 7108-0021 ГОСТ 2571-71, оправка спеціальна, центр А-1-1-У ГОСТ 8742 -75.

040 Різенарізна.

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80.

045 Фрезерна з ЧПК.

Призми.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

055 Внутрішньошліфувальна.

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80.

060 Круглошліфувальна.

Патрон повідковий 7108-0021 ГОСТ 2571-71, оправка спеціальна, центр А-1-1-У ГОСТ 8742 -75.

065 Рішешліфувальна.

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80.

6.8 Розроблення операційного технологічного процесу обробки деталі

Даний пункт роботи пропонується виконувати для двох різноманітних операцій з операційними ескізами, підбором різального та вимірювального інструментів, а також режимів різання.

Розглянемо операцію 010 – Токарно-гвинторізна.

Дана операція виконується на токарно-гвинторізному верстаті моделі TURNER 360. Його технічні характеристики повністю задовольняють умовам обробки нашої деталі,а саме габаритним розмірам та масі.

На даній операції відбувається чорнова обробка отвору, торців та зовнішнього діаметру заготовки. Операція відбувається в 2 установи.

Установ А: точіння Ø52 мм до Ø49 мм на всю довжину деталі, оброблюється торець до загальної довини деталі з 48 мм до 46 мм.

Установ Б: Ø49 мм оброблюється до Ø29 мм на довжину 36 мм. Також на установі Б оброблюється торець до розміру 45,5 мм, свердлиться отвір Ø15 мм та потім оброблюється різцем до Ø16 мм. Шорсткість на операції Ra 12,5.

Закріплення деталі у патроні трикулачковому 7100-0017 ГОСТ 2675-80. Операційний ескіз зі схемою базування приведено на рис.6.1.

Різальний інструмент на операції:

– різець прохідний DCLNR 3225P16 ВК8 ГОСТ 3882-74.

– різець розточний C15P-PTUBR9M2 ВК8 ГОСТ 3882-74.

– свердло спіральне 2301-3602 ГОСТ 10903-77.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Обладнання: токарний патрон спеціальний.

Для контролю розмірів на операції достатньо застосувати штангенциркуль ШЦ І - 125-0,1 ГОСТ 166-89.

Режими різання на операції:

– для прохідного різця: глибина різання t=1,5 мм, подача S=0,2 мм/об, швидкість різання V=123 м/хв, частота обертання шпинделя при цьому складе 800 об/хв, що відповідає паспорту верстата; кількість проходів 2.

– для розточного різця: глибина різання t=0,5 мм, подача S=0,2 мм/об, швидкість різання V=101 м/хв, частота обертання шпинделя при цьому складе 2000 об/хв, що відповідає паспорту верстата; кількість проходів 1.

– для свердла різця: глибина різання t=7,5 мм, подача S=0,1 мм/об, швидкість різання V=15 м/хв, частота обертання шпинделя при цьому складе 315 об/хв, що відповідає паспорту верстата; кількість проходів 1.

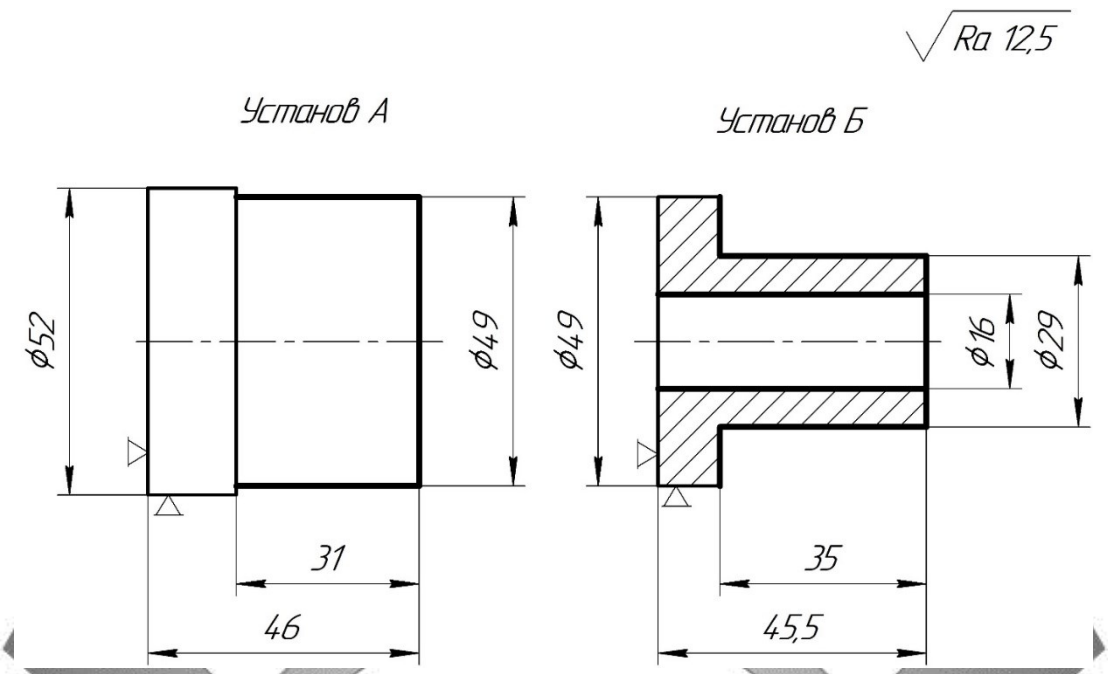


Рисунок 6.1 – Операційний ескіз 010 операції

Розглянемо операцію 035 – Круглошліфувальна.

Дана операція виконується на круглошліфувальному верстаті моделі 3М152ВМ. Його технічні характеристики повністю задовольняють умовам обробки нашої деталі,а саме габаритним розмірам та масі.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

На даній операція проводиться шліфування зовнішнього $Ø28,2_{-0,0,7}$. Шорсткість оброблених поверхонь Ra 1,6.

Деталь закріплюється на спеціальній оправці, яка в свою чергу встановлюється на 2 рухомих центра А-1-1-У ГОСТ 8742 -75. Крутний момент на оправку передається за допомогою патрона повідкового 7108-0021 ГОСТ 2571-71. Обробка виконується за 1 установ. Операційний ескіз зі схемою базування приведено на рис.6.2.

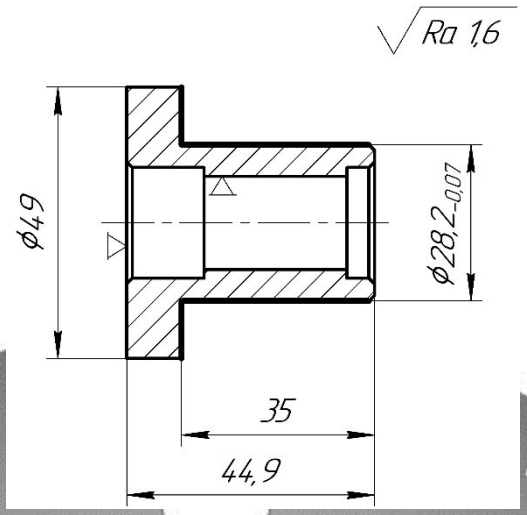


Рисунок 6.2 – Операційний ескіз 035 операції

Різальний інструмент на операції: круг шліфувальний 250х20х76 ПП 25А СМ5К6 ГОСТ 2424-83.

Для контролю розмірів на операції достатньо застосувати мікрометр МК 25-50 ГОСТ 6507-90.

Режими різання на операції: швидкість різання V = 30 м/с, частота обертання інструмента n = 38 об/хв, частота обертання заготовки $n_{заг}$ = 25 об/хв, Поперечна подача $S_{поп}$ = 0,001 мм/подв.хід, поздовжня подача $S_{позд}$ = 0,3 м/хв, глибина різання t = 0,03 мм.

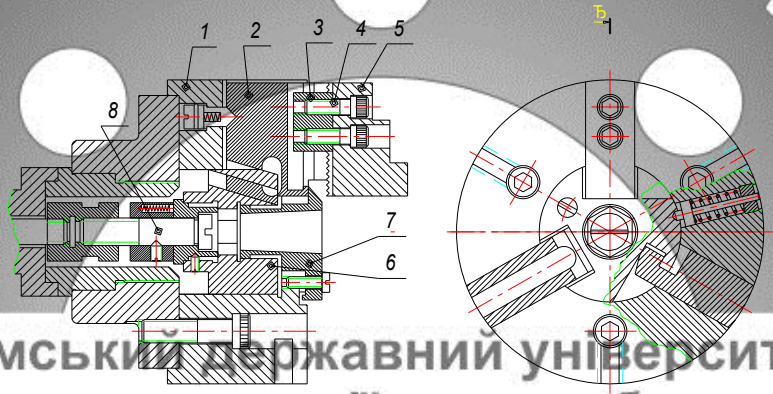
Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

6.9 Верстатний пристрій до технологічного процесу обробки деталі «Гайка»

У радіальних пазах корпусу 1 патрона переміщаються три кулачка 2, з рифленою поверхнею яких сполучаються змінні накладні кулачки 5. Гвинт 4 і сухарі 3 служать для кріплення накладних кулачків після їх перестановки в процесі накладки патрона. Змінна в отворі корпусу патрона муфта 6 має для зв’язку з кулачками три паза, а з кутами нахилу 150 і приводиться в рух від штока приводу.

При осьовому переміщенні муфти кулачки отримують радіальне переміщення і займають або звільняють заготівку. Передавальне відношення переміщень клинового механізму 1: 3,7. Форма клинового переміщення

дозволяє легко виймати і замінювати кулачки. Для цього в муфті 6 передбачено шестигранний отвір для ключа при повороті муфти проти годинникової стрілки на кут 150 кулачки виводять із зачеплення і виймають. У робочому положенні муфта утримується штифтом 9, який одночасно служить упором, що обмежує поворот муфти при зміні кулачків. Пружинні штифти 8 утримують кулачки від випадання. 7 Втулка оберігає патрон від проникнення в нього бруду і стружки. Одночасно її конусний отвір використовується для установки напрямних втулок і т. д.



Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

Рисунок 6.3 – Токарний патрон

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бушуев, В. В. Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – М. : Машиностроение, 2006. – 448 с.

2. Проников, А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Т. 1. Проектирование станков / А. С. Проников и др. – М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана,1994. – 356 с.

3. Пуш В. Э. Конструирование металлорежущих станков / В. Э. Пуш. – М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.

4. Кочергин А. И**.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / А. И. Кочергин. – Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.

5. Справочник технолога – машиностроителя : в 2 т. / под ред. А. М. Дальского и др. – 5-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2001. – Т. 2. – 944 с. : ил.

6. Орликов М. Л. Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование : учеб. пос. / М. Л. Орликов. – К. : Вища школа, 1987. – 152 с.

7. Кузьмин А. В. и др. Расчеты деталей машин : справ. пос. / А. В. Кузьмин и др. – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск : Высш. шк., 1986. – 400 с.

8. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи “ Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів ” /Укладач М.М.Коротун. – Суми: Вид – во СумДУ, 2009. – 23 с.

9. Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів» / укладачі: М. М. Коротун, О. В. Івченко. – Суми : Сумський державний університет, 2013. – 35 с

10. Корсаков В.С. Основы конструирования приспособлений / В.С. Корсаков. - М.: Машиностроение, 1983.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

11. Проектирование станочных приспособлений: Учебное пособие для учащихся техникумов. – 3-е издание., перераб. и доп.– М.: Высш. Школа, 1980. – 240 с., ил.

12. Горбацевич А. Ф., Шкред В. А. Курсовое проектирование по технологии машностроения – Мн.: Выш. Школа, 1983.

13. Методичні вказівки до практичних занять з курсу “Технологічна оснастка”/Укладач П.В. Кушніров. – Суми: Вид-во Сум ДУ, 2009. – Ч.1. – 52с.

14. Горбацевич А.Ф., Шкред В.А. Курсовое проектирование по технологии машиностроения: Учебное пособие для вузов. – 5-е издание, стереотипное. Перепечатка с четвертого издания 1983 г. – М.: ООО ИД «Альянс», 2007. – 256 с.

15. Materials and processing in manufacturing. Tenth edition. / J T. Black, Ronald A. Kohser: John Wiley & Sons, Inc, 2008 – 1000 p.

16. Metal cutting theory and practice manufacturing engeneering and materials processing. / CRC Press 1997 – 914 p.

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів