

ЗАКЛАД ВИЩОЇ ОСВІТИ УКРАЇНИ
«Сумський державний університет»

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

Технологія машинобудування, верстати та інструменти
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Пояснювальна записка

до кваліфікаційної роботи (проекту)

другий (магістерський)
(освітньо-науковий рівень)

на тему **МОДЕРНІЗАЦІЯ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5K32**
З ВИКОРИСТАННЯМ НЕЧІТКОЇ ЛОГІКИ ДЛЯ ОПТИМУВАННЯ
ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ

Виконав: студент II курсу, групи ВІ.м-91
спеціальності: 133 – галузеве
машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

освітньої програми: Металорізальні
верстати та системи

(назва освітньої програми)

Коваленко Ю. С.

(прізвище та ініціали)

Керівник Алексєєв О. М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент _____

(прізвище та ініціали)

Суми – 2020 року

РЕФЕРАТ

Записка: 99 с., 8 табл., 47 рис., 30 джерел.

Об'єкт дослідження – процес модернізації зубофрезерного верстата мод.5К32.

Мета роботи – модернізація зубофрезерного верстата 5К32 з використанням нечіткої логіки для обґрунтування вибору електродвигуна приводу головного руху.

Предмет дослідження – процес проектування коробки швидкостей для зубофрезерного верстата мод.5К32.

Основні завдання дослідження:

- 1) Вивчити наукову, технічну, довідкову літературу з проблеми модернізації зубофрезерного верстата мод.5К32.
- 2) Розробити проект модернізації приводу головного руху зубофрезерного верстата мод.5К32.
- 3) Розробити технологічний процес виготовлення вхідного валу коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод.5К32.
- 4) Побудувати технологічну схему складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод.5К32.
- 5) Обґрунтувати вибір електродвигуна приводу головного руху зубофрезерного верстата 5К32 з використанням нечіткої логіки.

ВЕРСТАТ, МОДЕРНІЗАЦІЯ, КОНСТРУКЦІЯ, РОЗРАХУНОК, АВТОМАТИЗАЦІЯ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, КІНЕМАТИКА.

ABSTRACT

Note: 99 pp., 8 tablets, 47 figures, 30 sources.

Object of research - the process of modernization of hobbing machine mod. 5K32.

The purpose of the work is to modernize the drive of the basic model of the 5K32 machine.

The subject of research is the process of designing a gearbox for a hobbing machine mod.5K32.

The main objectives of the study:

- 1) To study the scientific, technical, reference literature on the problem of modernization of the hobbing machine mod.5K32.
- 2) To develop the project of modernization of the drive of the main movement of the hobbing machine mod.5K32.
- 3) To develop the technological process of manufacturing of the input shaft in the gearbox of the hobbing machine mod.5K32.
- 4) To construct the technological scheme of assembly of a gearbox of the gearbox of the hobbing machine mod.5K32.
- 5) Justify the choice of the electric motor of the drive of the main movement of the gear milling machine 5K32 using fuzzy logic.

MACHINE, MODERNIZATION, CONSTRUCTION, CALCULATION, AUTOMATION, TECHNOLOGICAL PROCESS, KINEMATICS.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Кафедра «Технологія машинобудування, верстати та інструменти»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Віталій ІВАНОВ

« ____ » грудня 2020 р.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5К32
З ВИКОРИСТАННЯМ НЕЧІТКОЇ ЛОГІКИ ДЛЯ ОБҐРУНТУВАННЯ
ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ**

Кваліфікаційна робота (проект) магістра
Спеціальність 133 – Галузеве машинобудування

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Студент

Ю. С. Коваленко

Керівник

О. М. Алексєєв

Консультант з охорони праці
та безпеки в надзвичайних ситуаціях

В. В. Фалько

Консультант з прикладних
інформаційних технологій

О. М. Алексєєв

Нормоконтроль

О. В. Івченко

ЗМІСТ

	с.
Вступ.....	8
1 Призначення, область застосування та технічні характеристики зубофрезерного верстата 5К32.....	10
1.1 Загальні відомості про зубофрезерні верстати.....	10
1.2 Призначення та область застосування верстата 5К32.....	10
1.3 Органи керування верстатом 5К32.....	15
1.4 Технічна характеристика верстата 5К32.....	18
1.5 Висновок.....	90
2 Модернізація привода головного руху зубофрезерного верстата 5К32.....	36
2.1 Кінематичний розрахунок.....	36
2.2 Конструкторський розрахунок.....	45
2.3 Висновок.....	90
3 Технологія виготовлення вхідного валу коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32.....	62
3.1 Призначення та конструкція вхідного валу.....	62
3.2 Вузол розташування вхідного валу.....	62
3.3 Опис маршрутно-технологічного процесу обробки вхідного валу.....	63
3.4 Опис операційно-технологічного процесу обробки вхідного валу.....	65
3.5 Висновок.....	90
4 Побудова технологічної схеми складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32.....	67
4.1 Загальна характеристика та класифікація видів складання.....	67
4.2 Методика розроблення технологічної схеми складання коробки швидкостей.....	68
4.3 Розроблення структурного дерева.....	71
4.4 Розроблення матриць суміжності до загального та вузлового	

складання коробки швидкостей.....	77
4.5 Розроблення технологічної схем загального та вузлого складання коробки швидкостей.....	81
4.6 Висновок.....	90
5 Результати науково-дослідної роботи. Обґрунтування вибору електродвигуна приводу головного руху зубофрезерного верстата 5К32 з використанням нечіткої логіки.....	90
5.1 Загальні положення теорії нечіткої логіки.....	90
5.2 Методика застосування нечіткої логіки при виборі технологічного оснащення машинобудівних виробництв.....	90
5.3 Виконання практичного дослідження.....	90
5.4 Висновок.....	90
Висновки.....	132
Перелік джерел посилань.....	133
Додатки.....	136



ВСТУП

Актуальність роботи. Модернізація експлуатованого обладнання означає приведення його стану відповідно до сучасних вимог, шляхом внесення змін та вдосконалення конструкції верстата.

Основним напрямком модернізації парку застарілих верстатів є модернізація з метою виведення верстатів на рівень сучасних вимог безпеки та поліпшення їх технічних властивостей, збільшення потужності приводу, розширення діапазону швидкостей та подач.

Модернізація приводів головного руху металообробних верстатів проводиться з метою збільшення їх потужності та швидкохідності задля реалізації можливостей сучасного ріжучого інструменту. Обсяг роботи, необхідний для модернізації значною мірою залежатиме від конструкції приводу, запасу міцності і точності його деталей та технічного завдання на модернізацію верстата.

Доцільність модернізації в кінцевому рахунку визначається її економічною ефективністю. Це не стосується модернізації верстатів, яка пов'язана з поліпшенням умов праці та безпеки, що, звичайно, необхідно проводити.

Мета дослідження – модернізація зубофрезерного верстата мод.5K32 з використанням нечіткої логіки для обґрунтування вибору електродвигуна приводу головного руху.

Об'єкт дослідження – процес модернізації зубофрезерного верстата мод.5K32.

Предмет дослідження – процес проектування коробки швидкостей для зубофрезерного верстата мод.5K32.

Основні завдання дослідження:

1) Вивчити наукову, технічну, довідкову літературу з проблеми модернізації зубофрезерного верстата мод.5K32.

2) Розробити проект модернізації приводу головного руху зубофрезерного верстата мод.5К32.

3) Розробити технологічний процес виготовлення вхідного валу коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод.5К32.

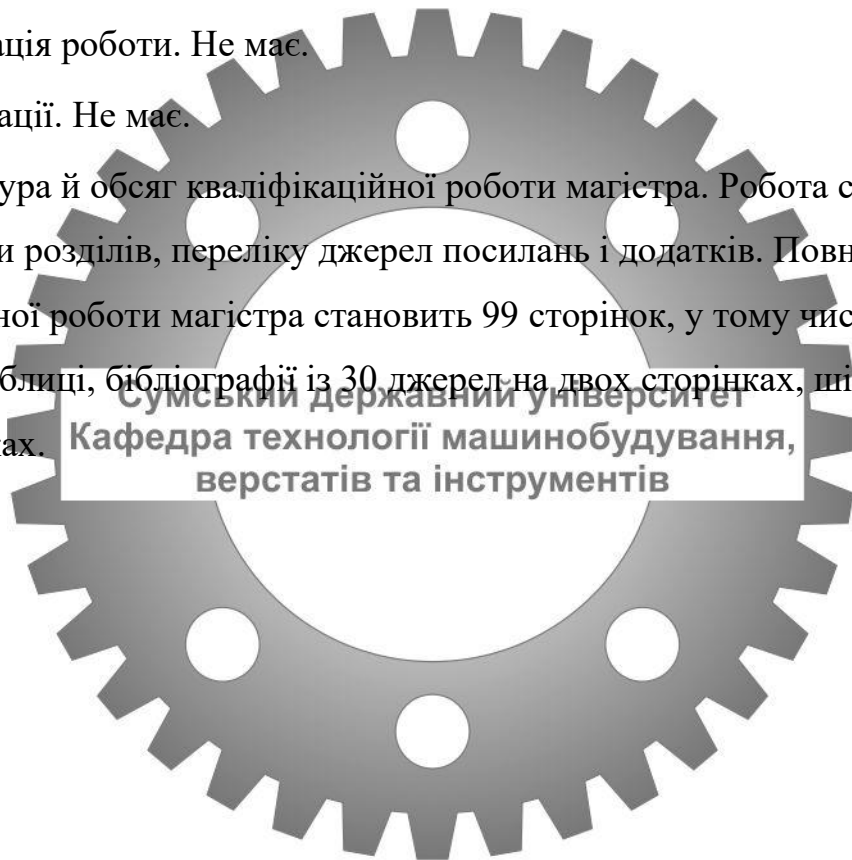
4) Побудувати технологічну схему складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод.5К32.

5) Обґрунтувати вибір електродвигуна приводу головного руху зубофрезерного верстата 5К32 з використанням нечіткої логіки.

Апробація роботи. Не має.

Публікації. Не має.

Структура й обсяг кваліфікаційної роботи магістра. Робота складається із вступу, шести розділів, переліку джерел посилань і додатків. Повний обсяг кваліфікаційної роботи магістра становить 99 сторінок, у тому числі 47 рисунка, 8 таблиці, бібліографії із 30 джерел на двох сторінках, шість додатків на 17 сторінках.



РОЗДІЛ 1

ПРИЗНАЧЕННЯ, ОБЛАСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5К32.

1.1 Загальні відомості про зубофрезерні верстати.

Зубофрезерні верстати застосовуються для нарізання циліндричних та черв'ячних коліс. На цих верстатах можна нарізати черв'ячною фрезою прямозубі, косозубі, шевронні і черв'ячні колеса, а за наявності спеціальних фрез - зірочки та шліци. [1]

Висока точність зубофрезерування черв'ячної фрезою пояснюється тим, що під час роботи черв'ячною фрезою, бокова поверхня зубів буде утворюватися кінцевим числом елементарних профілюючих різів фрези, при цьому на кожному зубі будуть циклічно повторюватися всі профілюючі різі, таким чином, кожному елементу поверхні одного зуба колеса, що було створене певною ріжучою кромкою, буде відповідати такий же елемент поверхні іншого зуба, утвореного тією ж ріжучою кромкою розглянутого зуба фрези. В цьому випадку накопичена похибка окружного кроку залежить від похибок зубофрезерного верстата і похибок установки деталі. Похибки ж черв'ячної фрези позначаються на відхиленнях основного кроку та профілю зубів колеса. Ці особливості нарізання зубів черв'ячною фрезою дозволяють зубофрезерні верстати застосовувати для нарізування найбільш точних зубчастих коліс. Схема нарізання коліс на зубофрезерних верстатах показана на рисунку 1.1.

Найбільш характерне компоновання зубофрезерних верстатів показане на рисунку 1.2. Вісь заготовки вертикальна, вертикальну подачу виконує інструментальний суппорт, горизонтальну – стіл з заготовкою.

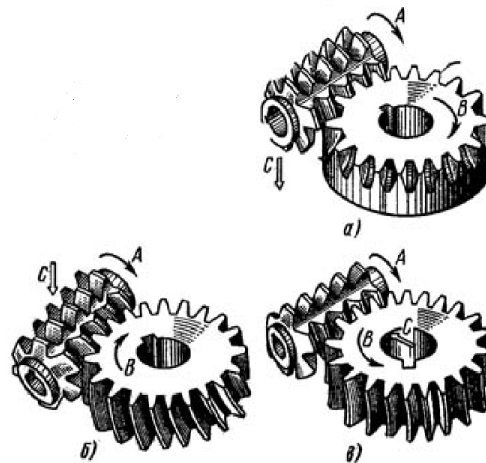


Рисунок 1.1 – Схема нарізання коліс на зубофрезерних верстатах.

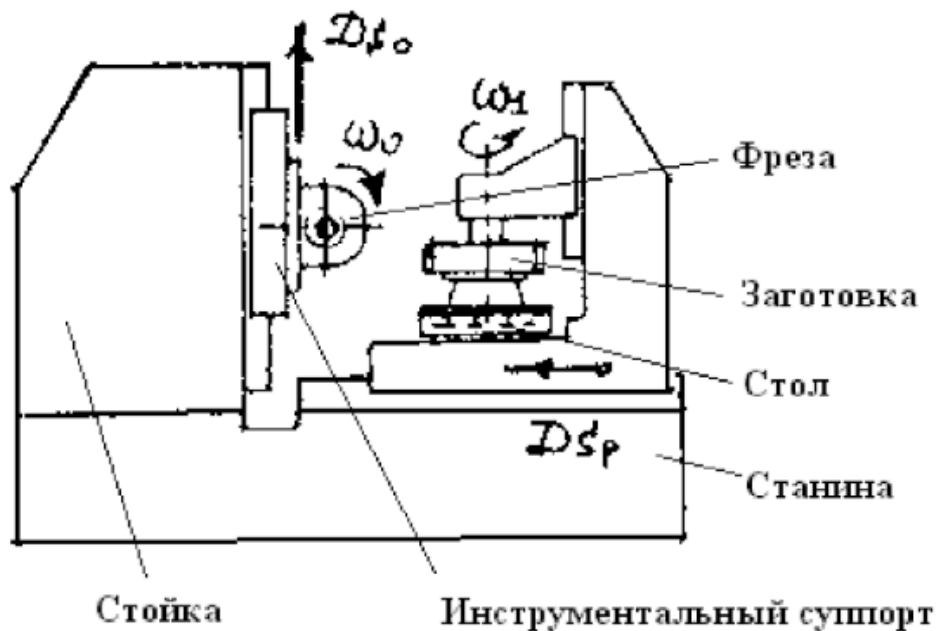


Рисунок 1.2 – Найбільш характерне компонування зубофрезерних верстатів.

1.2 Призначення та область застосування верстата 5К32.

Виробник вертикального зубофрезерного напівавтомата 5К32 Егорьевский машиностроительный завод Комсомолец, заснований в 1930 році. [3]. Верстат зубофрезерний вертикальний напівавтомат 5К32 призначений для фрезерування циліндричних зубчастих коліс, а також черв'ячних коліс радіальним методом в умовах одиничного, дрібно- і середнесерійного виробництва.

Нарізування зубчастих коліс відбувається способом обкатування фрези і оброблюваної деталі методами «попутного» і «зустрічного» фрезерування з діагональною і поздовжньою подачами.

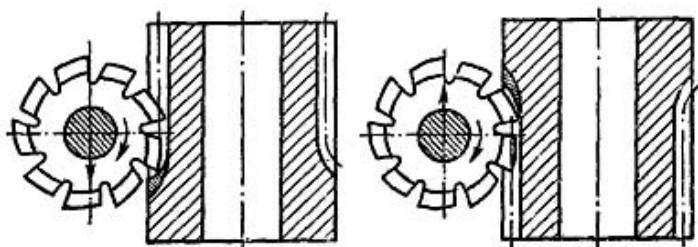


Рисунок 1.3 - Методи нарізання коліс.

У верстатах 5К32, забезпечених шестеренними коробками, для зміни частоти обертання фрези і величини подачі використовують повзункові перемикачі на пульті управління. Це дає можливість здійснити автоматичний двохпрохідний цикл зубофрезерування з автоматичним перемиканням швидкостей і подач перед другим робочим ходом, що скорочує допоміжний час.

На верстатах 5К32 можна нарізати:

- циліндричні прямозубі колеса
- циліндричні косозубі колеса
- черв'ячні колеса методами радіальної і осьової подач

При методі радіальної подачі заготовка подається на фрезу. За методом обкатки можна також фрезерувати шліцьові вали, багатогранники, нарізати зуби на ланцюгових зірочках, храпових колесах і т.д. Для всіх видів зазначених спеціальних зачеплень застосовують черв'ячні фрези відповідних профілів. Нарізування циліндричних прямо-і косозубих коліс, а також черв'ячних коліс методом радіальної подачі - це основні види робіт, до яких верстат найбільш пристосований.

При обробці прямозубих коліс в верстаті повинні здійснюватися такі рухи:

- головний рух
- вертикальна подача супорта
- обертання столу

При автоматичних циклах, крім того, відбувається радіальна подача. При обробці косозубих коліс необхідно ще додатковий доворот столу.

При обробці черв'ячних коліс методом радіальної подачі в верстаті відбуваються:

- головний рух
- обертання столу
- радіальна подача

На цьому верстаті можна нарізати циліндричні колеса діаметром до 800 мм (при модулі до 10 мм і вертикальному переміщенні фрези - 360 мм). Найбільший діаметр черв'ячної фрези, яка встановлюється у фрезерному супорті, 180 мм при довжині 175 мм.

Вертикальне розташування осі нарізаємого колеса при нерухомій супортній стійці і рухомому столі забезпечує необхідну жорсткість і стійкість в роботі. Масивна задня стійка, жорстко з'єднана зі столом, забезпечує надійну роботу верстата без додаткового кріплення до супортної стійки верхньої траверси. Цикл роботи верстата автоматизований. Всі робочі і допоміжні рухи: швидке підведення заготовки до інструменту, зубонарізування, швидке відведення колеса і інструменту в початкове положення і зупинка верстата - здійснюються автоматично. Прибирання стружки здійснюється шнековим транспортером, розташованим всередині станини. Для затиску заготовки верстат можна оснастити гідромеханічним пристроєм, що вмонтовується в столі.

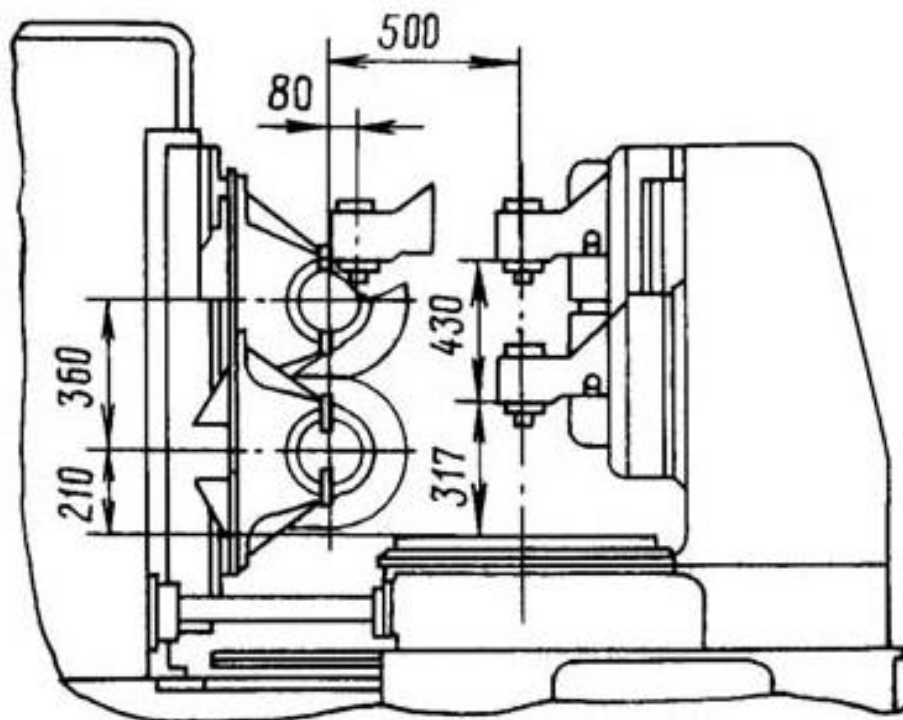


Рисунок 1.4 - Габарити робочого простору верстата 5К32.
Сумський державний університет

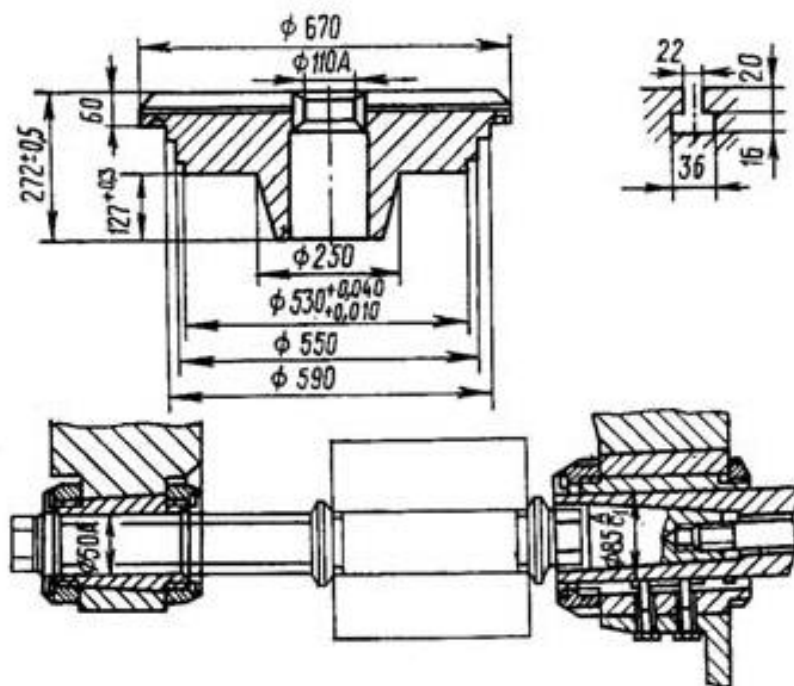


Рисунок 1.5 - Посадочні і приєднувальні бази напівавтомата 5К32.



Рисунок 1.6 - Фото напівавтомата 5К32.

1.3 Органи керування верстатом 5К32.

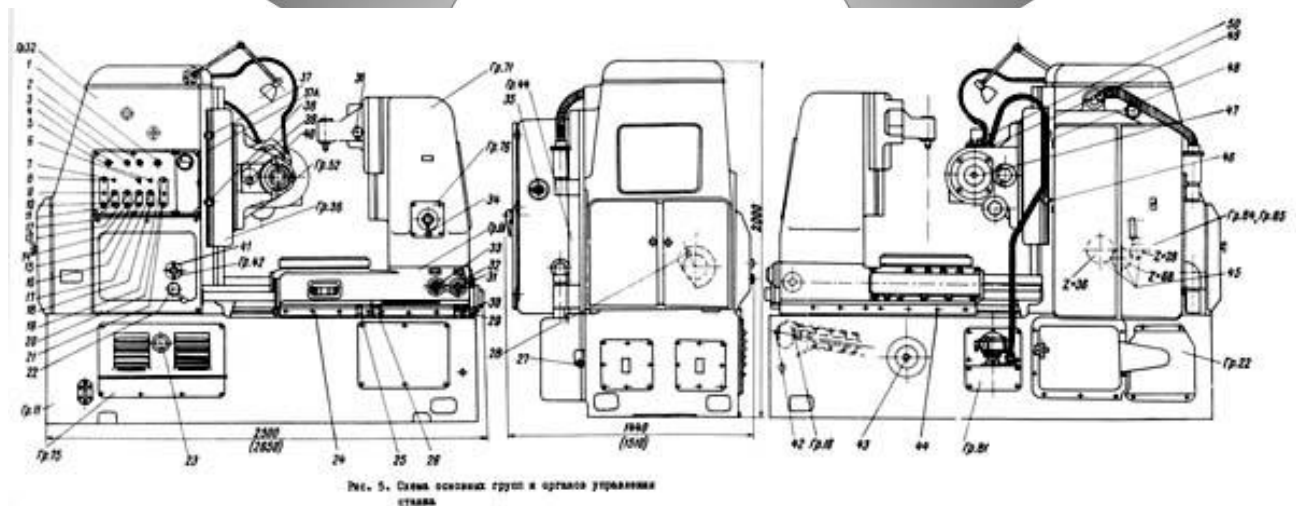


Рис. 5. Схема основних груп і органів управління станка

Рисунок 1.7 – Розташування органів керування верстатом 5К32.

1. Перемикач методу фрезерування ("Попутного" або "Зустрічного")
2. Вимикач освітлення
3. Вимикач охолодження
4. Перемикач циклів
5. Лампочка- вертикальна подача включена
6. Перемикач обертання фрези

7. Лампочка - радіальна подача вимкнена
8. Лампочка - верстат "Включений"
9. Кнопка "Пуск" гідронасоса
10. Кнопка "Стоп" гідронасоса
11. Кнопка "Пуск" головного приводу
12. Кнопка "Стоп" головного приводу
13. Кнопка "Пуск" циклу
14. Кнопка "стоп" циклу
15. Кнопка прискореного підведення стола
16. Кнопка прискореного відводу стола
17. Кнопка включення прискореного ходу супорта "Вгору"
18. Кнопка включення прискореного ходу супорта "Вниз"
19. Лампочка- пересування фрези включене
20. Кнопка "Пуск" пересування фрези
21. Кнопка "Стоп" пересування фрези
22. Рукоятка включення і виключення вертикальної подачі
23. Манометр
24. Гвинт затиску столу
25. Аварійний упор
26. Упор виключення прискореного відводу стола
27. Квадрат для натягування пасової передачі головного приводу
28. Гвинт затиску диференціала при обробці прямозубих і черв'ячних коліс
29. Аварійний упор
30. Упор виключення прискореного підведення стола
31. Квадрат для ручного переміщення упору
32. Рукоятка фіксування положення упору столу
33. Квадрат для ручного переміщення столу
34. Кран управління
35. Лінійний вимикач



36. Рукоятка кріплення кронштейна контрпідтримки
37. Упор автоматичного управління роботою верстата по циклу
- 37А. Гвинт затиску каретки супорта
38. Упор автоматичного управління роботою ставка по циклу
39. Лінійка з ноніусом для повороту супорта на кут
40. Квадрат для ручного повороту супорта на кут
41. Квадрат для ручного переміщення супорта
42. Квадрат для ручного повороту шнека транспортера стружки
43. Квадрат підйому і опускання шнека
44. Гвинт затиску столу
45. Змінні шестерні гітари ділення
46. Аварійний упор
47. Квадрат шомпола кріплення оправки фрези
48. Аварійний упор
49. Кран охолодження
50. Аварійний упор

Сумський державний університет
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

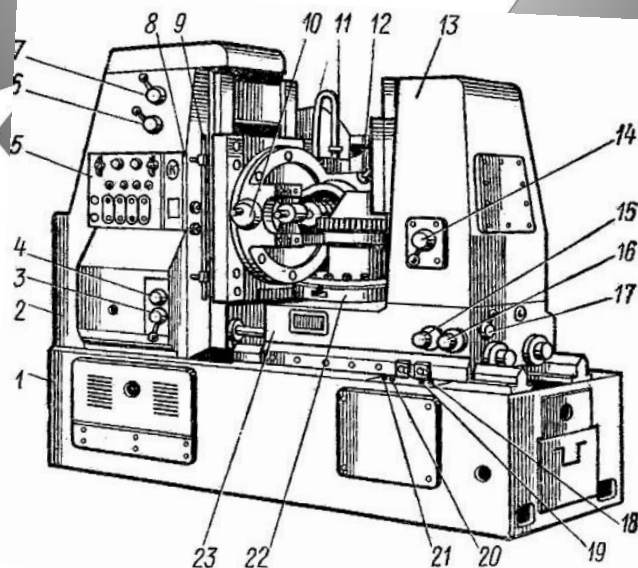


Рисунок 1.8 – Розташування складових частин і органів керування верстата 5К32.

На горизонтальних напрямних станини 1 встановлюють салазки 23 стола 22. За цими напрямними салазки зі столом переміщуються в радіальному напрямку. До станини верстата прикріплена передня стійка 2. На вертикальних напрямних встановлений супорт 10 з фрезерною головкою 11, які переміщуються у вертикальній площині за допомогою ходового гвинта, розташованого вертикально і включається рукояткою 3. Ручне переміщення супорта здійснюють від рукоятки, що надівається на квадрат 4. Наявність поворотного круга у супорта дає можливість повертати оправку фрези разом з фрезерної головкою в вертикальній площині на заданий кут і закріплювати її в цьому положенні. Стіл знаходиться на напрямних і центрується конічним виступом. До столу прикріплено черв'ячні колеса, що приводяться в обертання черв'яком. Від ступеня точності виготовлення цієї черв'ячної пари залежить в основному ступінь точності нарізаємих на верстаті зубчастих коліс. Поєднання високооловяної бронзи ділильного (черв'ячного) колеса зі шліфованим сталевим азотованим черв'яком дає хороші результати по збереженню точності ділильної пари. У радіальному напрямку стіл переміщують ходовим гвинтом, гайка якого прикріплена до салазок верстата. Для ручного переміщення столу на квадрат 15 надягають рукоятку, а на квадрат 16 - рукоятку для ручного переміщення упору включення радіальної подачі. По вертикальних напрямних задньої стійки 13 переміщається кронштейн 12, що підтримує верхній кінець оправки, що оберігає її від деформації, спричиненої силами різання. Кронштейн переміщається гідравлічно включенням рукоятки 14. Рукоятка 6 і 7 керують осьовою подачею фрези, а упори 8 і 9 служать для виключення переміщення супорта. Рукоятка 17 служить для фіксування установки упорів. Упори служать для аварійного швидкого підведення стола 18, виключення швидкого підведення стола 19, зупинки столу швидкого відведення 20 і аварійного 21. При спрацьовуванні аварійного упору обезструмлюється вся схема живлення верстата і можливі тільки ручні переміщення. На пульті управління 5 розташовані кнопки включення і виключення гідронасоса, пуск і остан

Найменування параметру	Значення
Основні параметри верстата	
Найбільший модуль нарізаємого колеса, мм	10
Найбільший діаметр нарізаємих циліндричних прямозубих коліс (0 °), мм	800
Найбільший діаметр нарізаємих циліндричних косозубих коліс (30 °), мм	500
Найбільший діаметр нарізаємих циліндричних косозубих коліс (45 °), мм	350
Найбільший діаметр нарізаємих циліндричних косозубих коліс (60 °), мм	120...250
Найбільший діаметр нарізаємих черв'ячних коліс, мм	800
Найбільша довжина вінця нарізаємих циліндричних прямозубих коліс (0 °), мм	350
Найбільша довжина вінця нарізаємих циліндричних косозубих коліс (30 °), мм	200
Найбільша довжина вінця нарізаємих циліндричних косозубих коліс (45 °), мм	150
Найбільша довжина вінця нарізаємих циліндричних косозубих коліс (60 °), мм	130
Найменше число нарізаємих зубів	12
Стіл	
Діаметр столу, мм	630
Відстань між осями столу і фрези, мм	80...500
Відстань від площини столу до осі фрези, мм	210...570
Прискорене переміщення столу, мм / хв	170
Ручне переміщення столу за один оборот лімба, мм	0,5
Суппорт	
Найбільше переміщення супорта, мм	360
Прискорене переміщення каретки супорта, мм / хв	550
Найбільший діаметр ріжучого інструменту, мм	200
Найменша довжина ріжучого інструменту, мм	200

Продовження таблиці 1.1

Діаметри фрезерних оправок, мм	32; 40
Прискорене переміщення шпинделя уздовж осі, мм / хв	130
Відстань від осі шпинделя до напрямних супорта, мм	319
Найбільший кут нахилу зубів нарізаємого колеса, град	±60
Поворот супорта на одну поділку шкали лінійки, град	1°
Поворот супорта на одну поділку шкали ноніуса, хв	1`
Конусний отвір шпинделя	Морзе 5
Найбільше осьове переміщення фрези, мм	80
Механіка верстата	
Межі обертів фрези, об / хв	5...310
Число ступенів обертів фрези	9
Межі поздовжніх подач, мм / об	0,8...5,0
Межі радіальних подач, мм / об	0,3...1,7
Межі тангенціальних подач, мм / об	0,17...3,7
Число ступенів подач	7
Привід і електрообладнання верстата	
Електродвигун головного приводу, кВт / об / хв	7,5/ 1460
Електродвигун прискореного ходу, кВт / об / хв	3/ 1430
Електродвигун приводу гідронасоса, кВт / об / хв	1,1/ 930
Електродвигун насоса охолодження, кВт / об / хв	0,15/ 2840
Габаритні розміри і маса верстата	
Габаритні розміри верстата (довжина x ширина x висота), мм	2550 1510 2000
Маса верстата з електроустаткуванням і охолодженням, кг	7200

[4].

Порівняємо верстат 5K32(випуску 70-х, 80-х років минулого століття) з більш сучасним аналогом, наприклад Gleason Pfauter P800 2002 року випуску.

Таблиця 1.2 – Порівняльні характеристики верстатів 5K32 та Gleason Pfauter P800 .

Найменування параметру	5K32	Gleason Pfauter P800
Найбільший діаметр нарізаємих коліс, мм	800	800
Найбільша довжина вінця нарізаємих коліс, мм	350	1000
Найбільший модуль нарізаємого колеса, мм	10	16
Система ЧПК	-	Siemens 840 C
Межі обертів фрези, об/хв	5...310	0...2750
Суммарна потужність, кВт	11,75	85
Маса верстата, кг	7200	22000

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,



Рисунок 1.10 – Верстат Gleason Pfauter P800.

Як бачимо, сучасні верстати мають більш масивну та жорстку станину з більшою довжиною фрезерування; більш потужний привід та більший діапазон

регулювання частоти обертання шпинделя, що дає їм можливість нарізати колеса з більшим модулем та використовувати сучасні збірні черв'ячні фрези з твердого сплаву. Крім того, сучасні верстати оснащені системою ЧПК. Враховуючи все вище сказане, можна зробити висновок, що сучасні верстати дуже сильно відрізняються від базової моделі 5K32.

Щоб хоч якось приспособити верстат 5K32 до сучасних реалій, необхідно його модернізувати: встановити систему ЧПК, підвищити потужність привода та частоту обертання шпинделя, встановити захисні кожухи навколо робочої зони, встановити систему автоматичного централізованого змащення вузлів та напрямних, модернізувати систему видалення стружки.

1.5 Висновок

Розглянуто наукову, технічну, довідкову літературу з проблеми модернізації зубофрезерного верстата мод. 5K32.



РОЗДІЛ 2

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5К32.

2.1 Кінематичний розрахунок.

Кінематичний розрахунок, представлений у данному пункті, виконаний за загальноприйнятою методикою [12].

Таблиця 2.1 - Вхідні дані :

z	$n_1 \text{ хв}^{-1}$	φ	$n_{\text{дв}} \text{ хв}^{-1}$
12	160	1,26	1450

2.1.1 Вибір структурної формули привода.

Можливі варіанти структурної формули:

$$Z = 4 \cdot 3;$$

$$Z = 3 \cdot 4;$$

$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 2;$$

$$Z = 2 \cdot 3 \cdot 2;$$

$$Z = 2 \cdot 2 \cdot 3;$$

Обираємо схему $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2$, оскільки блоки на 4 переключення дуже громіздкі та на вихідному валу кількість переключень бажано мати найменшою.

2.1.2 Визначення кількості валів у приводі.

$$B = m + 1 \quad (1)$$

де: m – кількість груп передач привода.

Для структурної формули $Z = 2 \cdot 3 \cdot 2$, $m = 3$, тоді кількість валів $B = 3 + 1 = 4$.

2.1.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми.

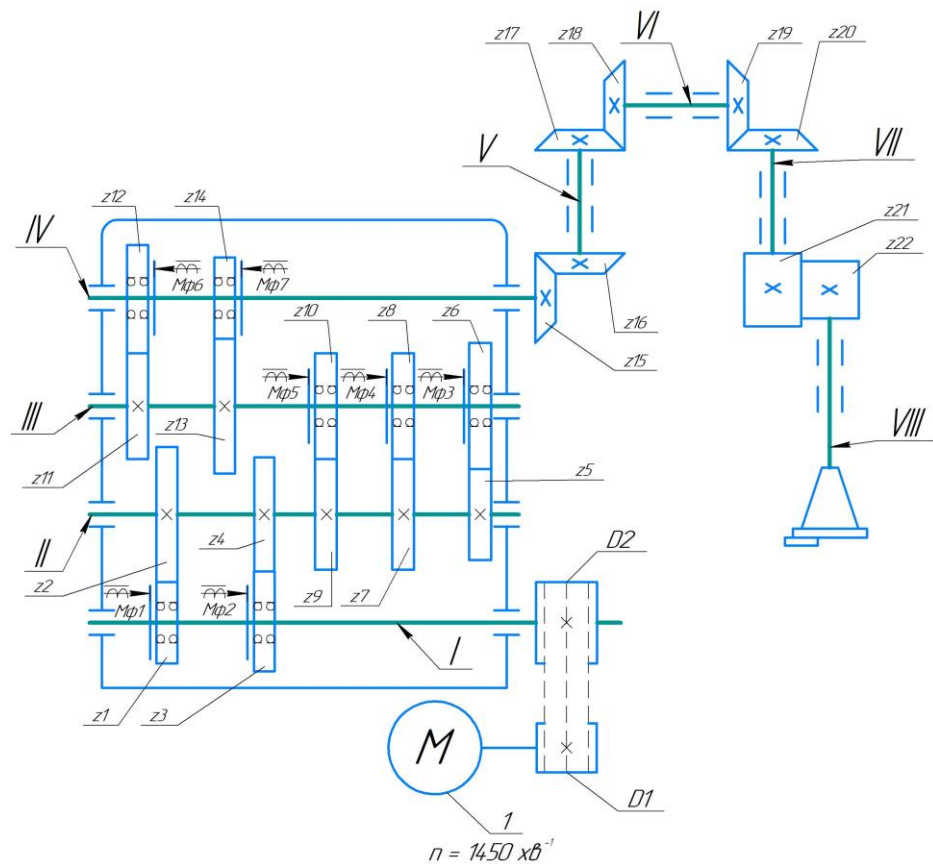


Рисунок 2.1 – Первісний варіант кінематичної схеми привода верстата.
 кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

[18].

2.1.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді.

Таблиця 2.2 - Визначення характеристики групи.

Група	Познач. групи	Переключення	Характеристика
Основна	O	P ₁	X ₀ = 1
1-ї множини	I	P ₂	X ₁ = P ₁
2-ї множини	II	P ₃	X ₂ = P ₁ · P ₂

Структурна формула у розгорнутому вигляді містить в собі характеристику і має такий вигляд:

$$Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3) \cdot \dots \cdot P_m(X_m) \quad (2)$$

Кількість структурних формул визначається залежністю: $K_{стф} = m!$, де m – кількість груп переключення. Для трьох груп переключення $m! = 1 \cdot 2 \cdot 3 = 6$, тобто розгорнутих структурних формул 6. Наведемо приклад складання структурних формул у розгорнутому вигляді для трьох груп переключення. Спочатку у загальному вигляді:

1) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $\parallel \quad | \quad 0$

2) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $| \quad \parallel \quad 0$

3) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $\parallel \quad 0 \quad |$

4) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $| \quad 0 \quad \parallel$

5) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $0 \quad | \quad \parallel$

6) $Z = P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3)$
 $0 \quad \parallel \quad |$

Сумський державний університет
 Кафедра технології машинобудування,
 верстатів та інструментів

Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

1) $Z = 2(6) \cdot 3(2) \cdot 2(1)$
 $\parallel \quad | \quad 0$

2) $Z = 2(2) \cdot 3(6) \cdot 2(1)$
 $| \quad \parallel \quad 0$

3) $Z = 2(6) \cdot 3(1) \cdot 2(2)$
 $\parallel \quad 0 \quad |$

4) $Z = 2(2) \cdot 3(1) \cdot 2(6)$

I 0 II

5) $Z = 2(1) \cdot 3(2) \cdot 2(6)$

0 I II

6) $Z = 2(1) \cdot 3(6) \cdot 2(2)$

0 II I

2.1.5 Побудова структурних сіток.

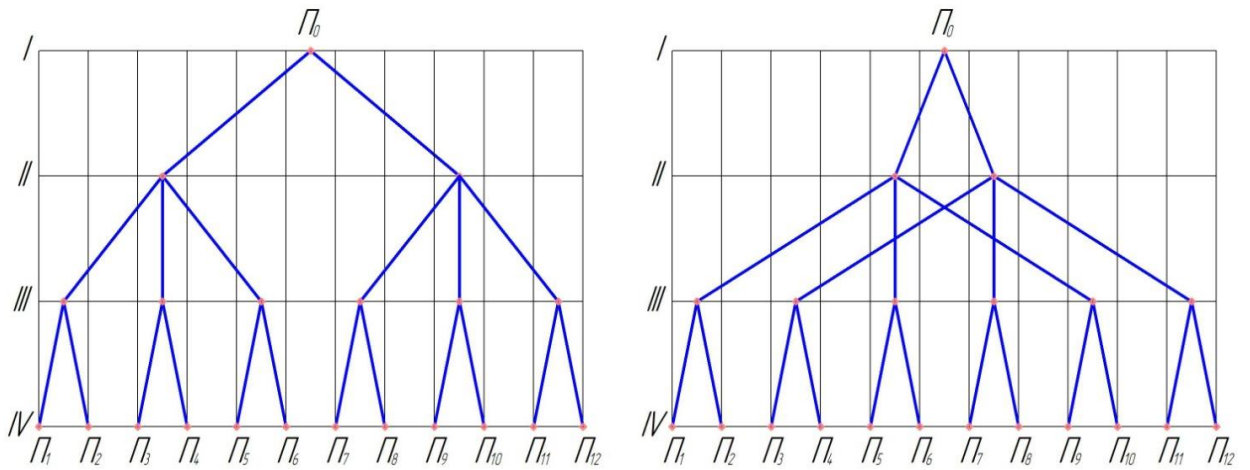


Рисунок 2.2 – Варіанти побудови структурних сіток для першої та другої структурних формул у розгорнутому вигляді.

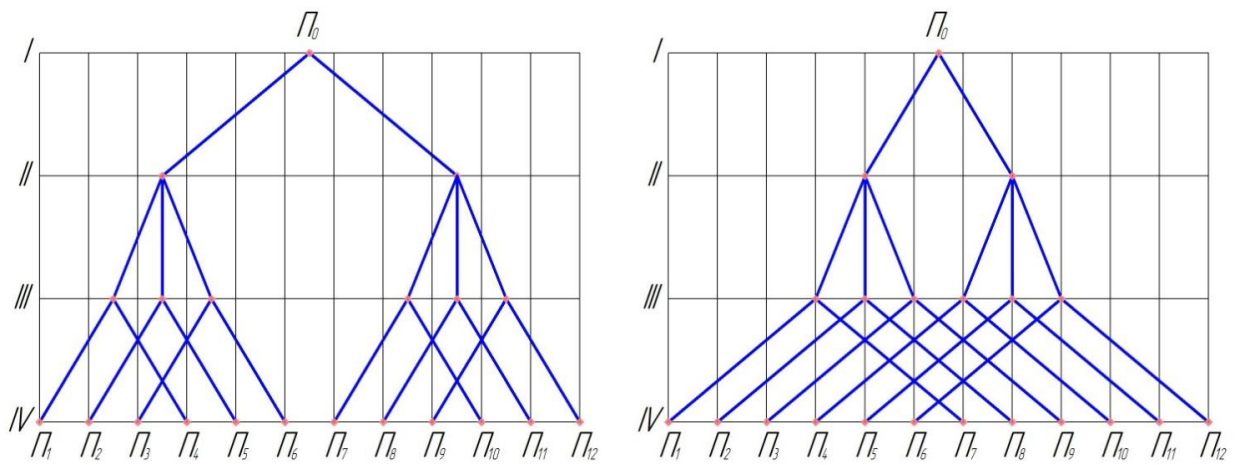


Рисунок 2.3 - Варіанти побудови структурних сіток для третьої та четвертої структурних формул у розгорнутому вигляді.

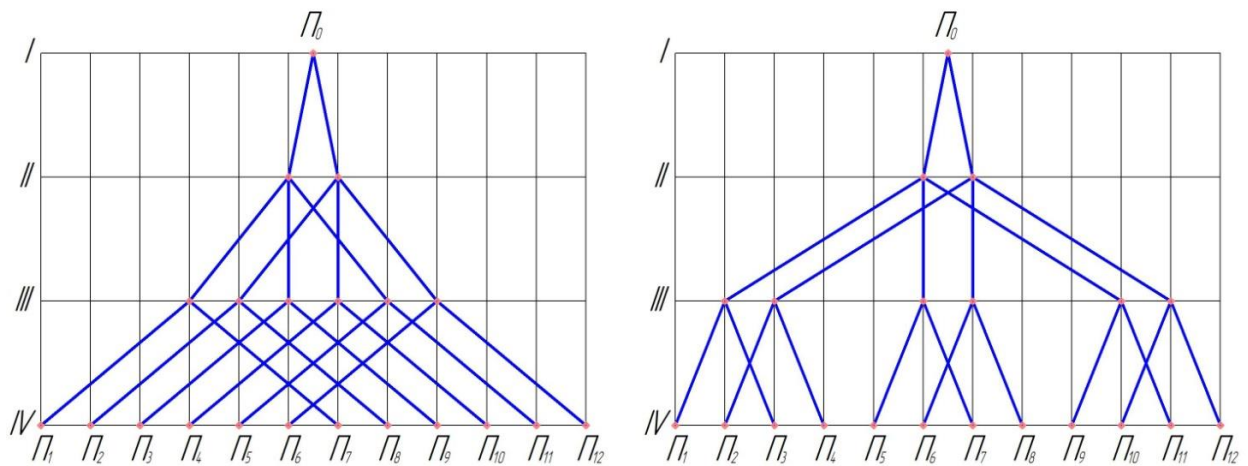


Рисунок 2.4 - Варіанти побудови структурних сіток для п'ятої та шостої структурних формул у розгорнутому вигляді.

2.1.6 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 вала до четвертого. Серед представлених найкращий варіант п'ятий, а найгірший- перший. Тому для подальшого графоаналітичного розрахунку зупиняємося на п'ятому варіанті структурних сіток як оптимальному.

2.1.7 Побудова графіка частот обертання шпинделя.

Визначаємо частоти обертання шпинделя:

$$n_{\min}, \text{хв}^{-1} = 160$$

$$\varphi = 1,26$$

$$z = 12$$

Геометричний ряд частот має такі значення:

$$n_1 = 160,$$

$$n_2 = 200,$$

$$n_3 = 250,$$

$$n_4 = 315,$$

$$n_5 = 400,$$

$n_6 = 500,$
 $n_7 = 630,$
 $n_8 = 800,$
 $n_9 = 1000,$
 $n_{10} = 1250,$
 $n_{11} = 1600,$
 $n_{12} = 2000 \text{ хв}^{-1}.$

Частота обертання двигуна $n_d = 1450 \text{ хв}^{-1}.$

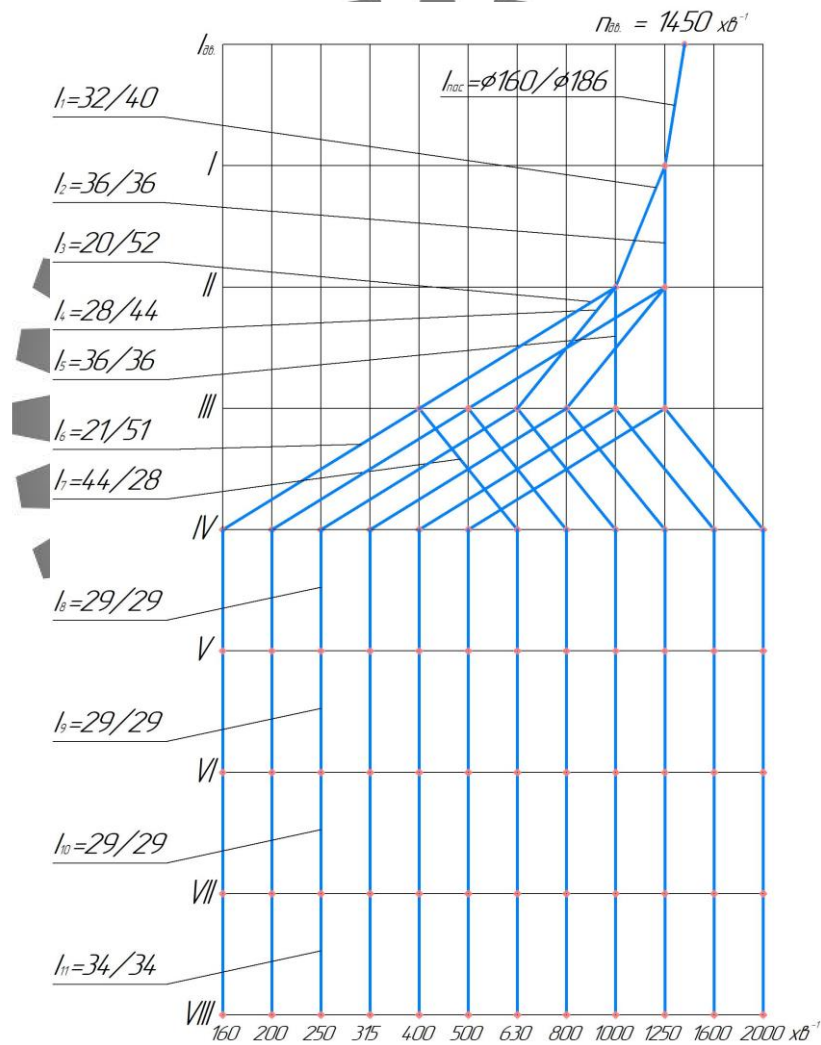


Рисунок 2.5 – Графік частот обертання шпинделя привода верстата із ступінчастим регулюванням.

2.1.8 Визначення кількості зубців зубчастих коліс.

$$\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = \text{const} \quad (3)$$

$$Z_1 = \frac{\Sigma Z}{1 + \varphi^1}, \quad Z_2 = \Sigma Z - Z_1. \quad (4)$$

Приймаємо $\Sigma Z = 72$.

$$1 + \varphi^1 = 2,26 \text{ і } Z_1 = 31,86 \approx 32.$$

$$Z_2 = 72 - 32 = 40. \text{ Таким чином, } i_1 = 32/40.$$

$$Z_3 = 36$$

$$Z_4 = 36. \text{ Таким чином, } i_2 = 36/36.$$

$$1 + \varphi^4 = 3,52 \text{ і } Z_5 = 20,45 \approx 20.$$

$$Z_6 = 72 - 20 = 52. \text{ Таким чином, } i_3 = 20/52.$$

$$1 + \varphi^2 = 2,58 \text{ і } Z_7 = 27,82 \approx 28.$$

$$Z_8 = 72 - 28 = 44. \text{ Таким чином, } i_4 = 28/44.$$

$$Z_9 = 36.$$

$$Z_{10} = 36. \text{ Таким чином, } i_5 = 36/36.$$

$$1 + \varphi^4 = 3,52 \text{ і } Z_{11} = 20,45 \approx 21.$$

$$Z_{12} = 72 - 21 = 51. \text{ Таким чином, } i_6 = 21/51.$$

$$1 + \varphi^2 = 2,58 \text{ і } Z_{14} = 27,82 \approx 28.$$

$$Z_{13} = 72 - 28 = 44. \text{ Таким чином, } i_7 = 44/28.$$

2.1.9 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя.

$$n_1 = 1250 \frac{32}{40} \frac{20}{52} \frac{21}{51} = 158,38 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 1250 \frac{36}{36} \frac{20}{52} \frac{21}{51} = 197,97 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_3 = 1250 \frac{32}{40} \frac{28}{44} \frac{21}{51} = 252,03 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_4 = 1250 \frac{36}{36} \frac{28}{44} \frac{21}{51} = 317 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_5 = 1250 \frac{32}{40} \frac{36}{36} \frac{21}{51} = 409,76 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_6 = 1250 \frac{36}{36} \frac{36}{36} \frac{21}{51} = 512,7 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_7 = 1250 \frac{32}{40} \frac{20}{52} \frac{44}{28} = 604,4 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_8 = 1250 \frac{36}{36} \frac{20}{52} \frac{44}{28} = 785,5 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_9 = 1250 \frac{32}{40} \frac{28}{44} \frac{44}{28} = 1000 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_{10} = 1250 \frac{36}{36} \frac{28}{44} \frac{44}{28} = 1250 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_{11} = 1250 \frac{32}{40} \frac{36}{36} \frac{44}{28} = 1571,43 \text{ хВ}^{-1}$$

$$n_{12} = 1250 \frac{36}{36} \frac{36}{36} \frac{44}{28} = 1964,29 \text{ хВ}^{-1}$$

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

2.1.10 Виконання розрахунку пасової передачі.

$i_{\text{пас}} = n_0 / n_{\text{дв}} = 1250 / 1450 = 0,862$. Для двигуна вибираємо шків стандартного розміру $\phi 160$ мм. Тоді діаметр шківця шпинделя $= 160 / 0,862 = 185,6$, тобто шків $\phi 186$ мм.

2.1.11 Оцінка точності кінематичного розрахунку.

$$\Delta_1 = \frac{158,38 - 160}{160} 100 \% = -1 \%$$

$$\Delta_2 = \frac{197,97 - 200}{200} 100 \% = -1 \%$$

$$\Delta_3 = \frac{252,03 - 250}{250} 100 \% = +0,8 \%$$

$$\Delta_4 = \frac{317 - 315}{315} 100 \% = +0,6 \%$$

$$\Delta_5 = \frac{409,76 - 400}{400} 100 \% = +2,4 \%$$

$$\Delta_6 = \frac{512,7 - 500}{500} 100 \% = +2,5 \%$$

$$\Delta_7 = \frac{604,4 - 615}{615} 100 \% = -1,7 \%$$

$$\Delta_8 = \frac{785,5 - 800}{800} 100 \% = -1,8 \%$$

$$\Delta_9 = \frac{1000 - 1000}{1000} 100 \% = 0 \%$$

$$\Delta_{10} = \frac{1250 - 1250}{1250} 100 \% = 0 \%$$

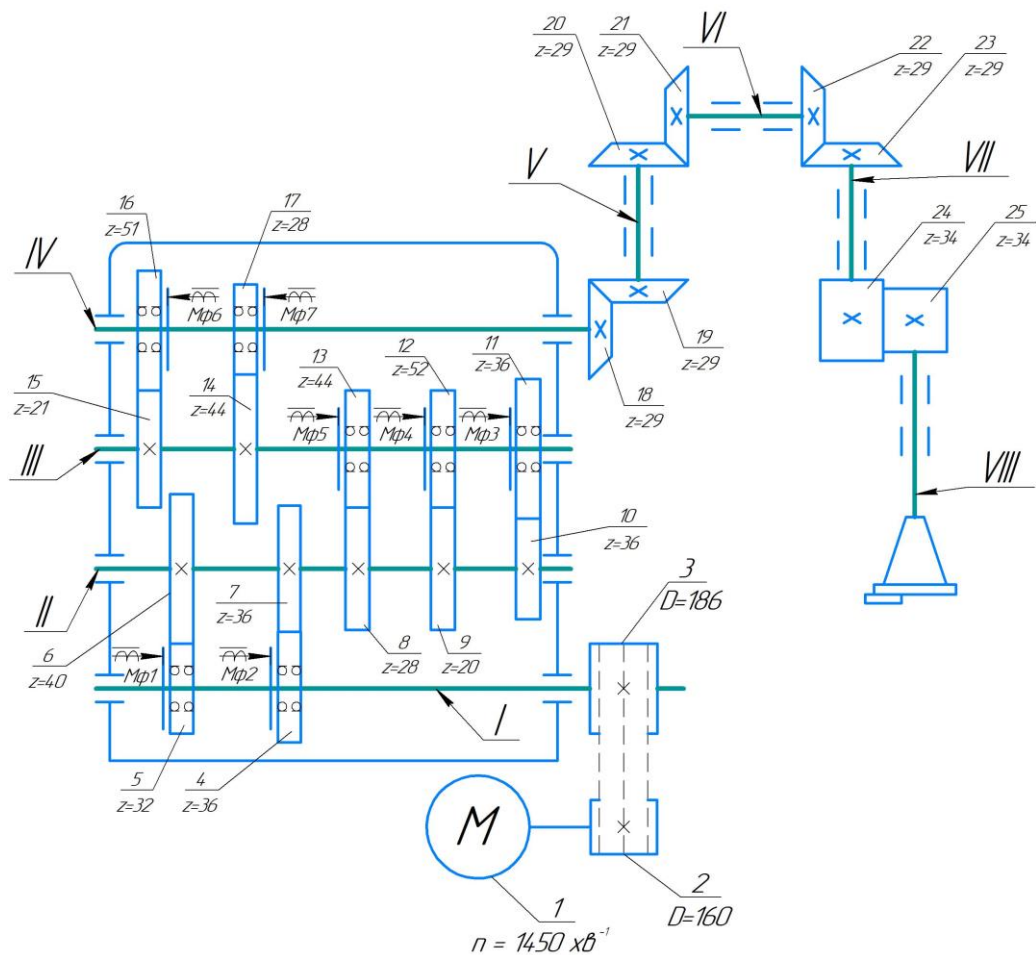
$$\Delta_{11} = \frac{1571,43 - 1600}{1600} 100 \% = -1,78 \%$$

$$\Delta_{12} = \frac{1964,29 - 2000}{2000} 100 \% = -1,78 \%$$

Що знаходиться у межах допуску $[\Delta] = \pm 2,6 \%$.

2.1.12 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 [19].



верстатів та інструментів

Рисунок 2.6 – Кінцевий варіант кінематичної схеми привода.

2.2 Конструкторський розрахунок.

Конструкторський розрахунок, представлений у даному пункті, виконаний за загальноприйнятою методикою [11].

2.2.1 Розрахунок міжцентрових відстаней.

Міжцентрову відстань між валами майбутньої коробки швидкостей визначають таким чином:

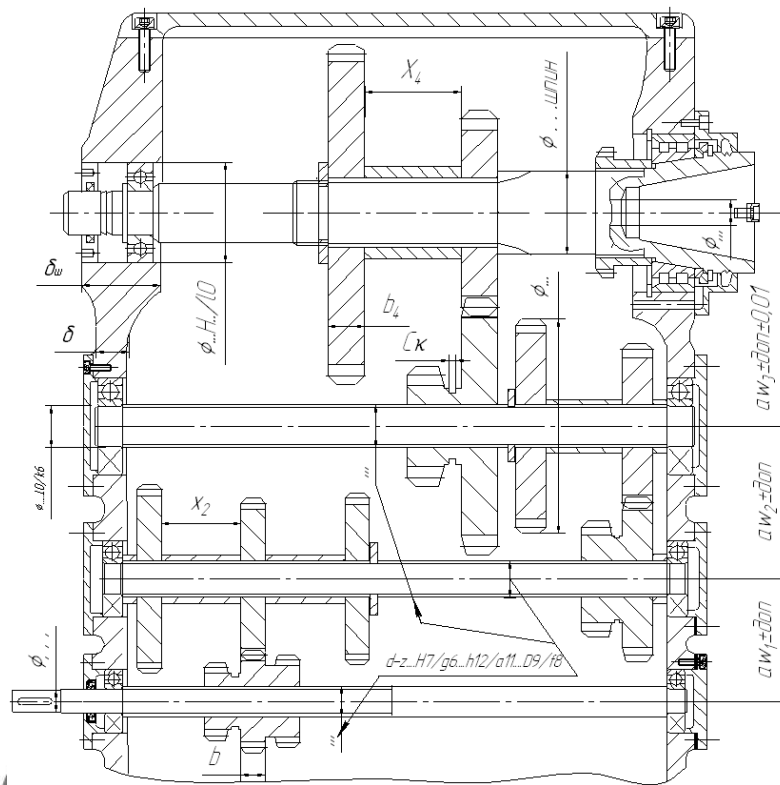


Рисунок 2.7 – Схема, яка пояснює що потрібно розраховувати при проектуванні привода.

Для цього використовують формулу:

$$a_{wi} = m \cdot (z_1 + z_2) / 2 = 0,5 \sum z \cdot m \quad (5)$$

де m – модуль зубчастих коліс, мм;

z_1 – кількість зубців на шестерні;

z_2 – кількість зубців на колесі;

$\sum z$ – сумарна кількість зубців колеса та шестерні між валами (з кінематичного розрахунку).

Приймаємо модуль - 3,0 мм для передач на валах 1-2, 2-3, та 4,0 мм для передач на валах 3-4, оскільки такі значення частіше за все використовують на верстатах середніх розмірів [5].

$$a_{w1-2} = 3 \cdot 72 / 2 = 108$$

$$a_{w2-3} = 3 \cdot 72 / 2 = 108$$

$$a_{w3-4} = 4 \cdot 72 / 2 = 144$$

2.2.2 Розрахунок діаметрів валів.

Під час розрахунку коробок швидкостей вводять та використовують не номінальні, а розрахункові навантаження:

$$T_{pi} = T_j \cdot K, \quad (6)$$

$$F_p = F_t \cdot K, \quad (7)$$

де T_{pi} – розрахунковий крутний момент на i – му валу, Н·мм;

T_j – момент на попередньому валу, Н·мм;

F_t – колова сила, що прикладена до вала, Н

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,2$.

Крутний момент розраховують за такою формулою:

$$T = P / \omega, \quad (8)$$

де ω – кутова швидкість. При $n = 1250 \text{ хв}^{-1}$

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} = \frac{3,14 \times 1250}{30} = 130,83 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

P – потужність двигуна. Для $P = 7,5 \text{ кВт}$

$$T = \frac{7,5 \times 10^3}{130,83} = 57,33 \times 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Колову (тангенціальну) силу для розрахунку вала визначимо за формулою:

$$F_{tl} = \frac{2T_1}{d_{z1}} = \frac{2 \times 57,33 \times 10^3}{96} = 1194,38 \text{ Н.}$$

Ділильні діаметри зубчастих коліс – $d_{z1} = m \cdot z_1$.

Розрахункові навантаження остаточно дорівнюють:

$$T_{pl} = 57,33 \times 10^3 \times 1,2 = 68,8 \times 10^3 \frac{H}{\text{мм}}$$

$$F_{tpl} = 1194,38 \times 1,2 = 1433,25 \text{ H.}$$

Ведучий (перший) вал коробки швидкостей має вихідний кінець під шків пасової передачі. Діаметр вихідного кінця вала при допустимому напруженні визначають за формулою:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{T_{pl}}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (9)$$

де T_{pl} - крутний момент, Н·мм;

$[\tau]$ - допустиме напруження на кручення; для валів зі сталей 40, 45 приймають значення $[\tau] = 15 \div 20$ МПа (Н / мм²).

Тоді діаметр вихідного кінця першого вала:

$$d_I = \sqrt[3]{\frac{68,8 \times 10^3}{0,2 \times 20}} = 26 \text{ мм} \quad \text{— діаметр під шків}$$

За конструктивними міркуваннями діаметри для різних ділянок вала:

а) діаметр вала під підшипниками

$$d_{п1} = d_{\min} = 30 \text{ мм};$$

б) діаметр вала під муфтами

$$d_{к1} = d_{п1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 30 + 5 = 35 \text{ мм};$$

в) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації деталей

$$d_{в1} = d_{к1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 35 + 5 = 40 \text{ мм};$$

З кінематичного розрахунку відомо, що на вал I передається крутний момент з електродвигуна через клинопасову передачу, тому вихідний кінець вала має шпонкове з'єднання та з'єднання електромагнітних муфт з валом. Вибираємо для шпонкового з'єднання вхідного вала із шківом, призматичну шпонку із закругленими торцями.

Матеріал шпонки – сталь 45 нормалізована.

Розрахункове допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 50$ МПа для такого шпонкового з'єднання вибираємо за рекомендаціями [17].

Для хвостовика вала вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри шпонки $b \times h$ (ширину $b = 8$ мм, висоту $h = 7$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 4$ мм.

Розрахунковий момент обертання на валу $T_{pI} = 68,8$ Н·м.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_{p1} із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання

$$l_{p1} = \frac{2 \cdot T_{pI}}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 68,8 \cdot 10^3}{26 \cdot 50 \cdot (7 - 4)} = 35,3 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_{p1} + b = 35,3 + 8 = 43,3 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360–78 обираємо довжину $l = 45$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання вхідного вала із шківом вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 45$

Для частини вала з діаметром $d = 35$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри шпонки $b \times h$ (ширину $b = 10$ мм, висоту $h = 8$ мм) і глибину паза на валу $t_1 = 5$ мм.

Розрахунковий момент обертання на валу $T_{pI} = 68,8$ Н·м.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_{p1} із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання

$$l_{p1} = \frac{2 \cdot T_{pI}}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_1)} = \frac{2 \cdot 68,8 \cdot 10^3}{35 \cdot 50 \cdot (8 - 5)} = 26,2 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_{p1} + b = 26,2 + 10 = 36,2 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360–78 обираємо довжину $l = 40$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання вхідного вала із електромагнітними муфтами вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 40$.

Після розрахунку першого (ведучого) вала можна розрахувати другий вал. Крутний момент на другому валу T_{pII} можна визначити формулою:

$$T_{pII} = T_{pI} \cdot u_{II}^{\max}, \quad (10)$$

u_{II}^{\max} – передатне число між першим та другим валами:

$$u_{II}^{\max} = 1 / i_{II}^{\max}$$

$$T_{pII} = \frac{T_{pI}}{i_{II}^{\max}} = \frac{68,8 \times 10^3}{0,8} = 86 \times \frac{10^3 \text{ Н}}{\text{мм}}$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{86 \times 10^3}{0,2 \times 20}} \approx 28 \text{ мм}$$

За конструктивними міркуваннями діаметри для різних ділянок вала:

а) діаметр вала під підшипниками

$$d_{п1} = d_{\min} = 30 \text{ мм},$$

б) діаметр вала під муфтами

$$d_{к1} = d_{п1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 30 + 5 = 35 \text{ мм};$$

в) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації деталей

$$d_{в1} = d_{к1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 35 + 5 = 40 \text{ мм};$$

З кінематичного розрахунку відомо, що вал II має шпонкові з'єднання зубчастих коліс та електромагнітних муфт з валом. Для вала з діаметром $d_{к2} = 35$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри шпонки $b \times h$ (ширину $b = 10$ мм, висоту $h = 8$ мм) і глибину паза на валу $t_2 = 5$ мм.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_{p2} із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання:

$$l_{p2} = \frac{2 \cdot T_{pII}}{d \cdot [\sigma_{3M}] \cdot (h - t_2)} = \frac{2 \cdot 86 \cdot 10^3}{35 \cdot 50 \cdot (8 - 5)} = 33 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_{p2} + b = 33 + 10 = 43 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360–78 обираємо довжину $l = 45 \text{ мм.}$

Таким чином, для шпонкового з'єднання другого вала з муфтами та колесами вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 45$.

Після розрахунку другого вала можна розрахувати третій вал.

$$T_{pIII} = \frac{T_{pII}}{i_{III}^{\max}} = \frac{86 \times 10^3}{0,38} = 226,32 \times \frac{10^3 \text{ Н}}{\text{мм}}$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{226,32 \times 10^3}{0,2 \times 20}} \approx 39 \text{ мм}$$

За конструктивними міркуваннями діаметри для різних ділянок вала:

а) діаметр вала під підшипниками

$$d_{п1} = d_{\min} = 40 \text{ мм;}$$

б) діаметр вала під муфтами

$$d_{к1} = d_{п1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 40 + 5 = 45 \text{ мм;}$$

в) діаметр вільної поверхні вала для осьової фіксації деталей

$$d_{в1} = d_{к1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 45 + 5 = 50 \text{ мм;}$$

З кінематичного розрахунку відомо, що вал III має шпонкові з'єднання зубчастих коліс та електромагнітних муфт з валом. Для вала з діаметром $d_{к2} = 45 \text{ мм}$ вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри шпонки $b \times h$ (ширину $b = 14 \text{ мм}$, висоту $h = 9 \text{ мм}$) і глибину паза на валу $t_2 = 5,5 \text{ мм}$.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_{p3} із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання:

$$l_{p3} = \frac{2 \cdot T_{pIII}}{d \cdot [\sigma_{зм}] \cdot (h - t_2)} = \frac{2 \cdot 226,32 \cdot 10^3}{45 \cdot 50 \cdot (9 - 5,5)} = 58 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_{p3} + b = 58 + 14 = 68 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360–78 обираємо довжину $l = 70$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання третього вала з муфтами та колесами вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 70$.

Після розрахунку третього вала можна розрахувати четвертий вал.

$$T_{pIV} = \frac{T_{pIII}}{i_{IV}^{\max}} = \frac{226,32 \times 10^3}{0,41} = 549,63 \times \frac{10^3 \text{ Н}}{\text{мм}}$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{549,63 \times 10^3}{0,2 \times 20}} \approx 52 \text{ мм}$$

За конструктивними міркуваннями діаметри для різних ділянок вала:

а) діаметр вала під підшипниками

$$d_{п1} = d_{\min} = 55 \text{ мм};$$

б) діаметр вала під колеса

$$d_{к1} = d_{п1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 40 + 5 = 60 \text{ мм};$$

в) діаметр відносно поверхні вала для осьової фіксації деталей

$$d_{в1} = d_{к1} + (4 \div 7 \text{ мм}) = 45 + 5 = 65 \text{ мм};$$

З кінематичного розрахунку відомо, що вал IV має шпонкові з'єднання зубчастих коліс з валом. Для вала з діаметром $d_{к2} = 60$ мм вибираємо за ГОСТ 23360–78 розміри шпонки $b \times h$ (ширину $b = 18$ мм, висоту $h = 11$ мм) і глибину паза на валу $t_2 = 7$ мм.

Визначаємо робочу довжину шпонки l_{p3} із умови міцності шпонкового з'єднання на зминання:

$$l_{p3} = \frac{2 \cdot T_{pIV}}{d \cdot [\sigma_{зМ}] \cdot (h - t_2)} = \frac{2 \cdot 549,63 \cdot 10^3}{60 \cdot 50 \cdot (11 - 7)} = 92 \text{ мм.}$$

Довжина шпонки

$$l = l_{p3} + b = 92 + 18 = 110 \text{ мм.}$$

Згідно ГОСТ 23360–78 обираємо довжину $l = 110$ мм.

Таким чином, для шпонкового з'єднання другого вала з муфтами та колесами вибираємо призматичну шпонку $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 110$.

2.2.3 Геометричний розрахунок зубчатих коліс.

Ділильні діаметри визначають як $m \cdot Z$.

Зовнішні діаметри уточнити за формулою:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m \quad (11)$$

А внутрішні – за формулою:

$$d_{F1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m \quad (12)$$

Визначаємо ширини зубчастих коліс та шестерень [4]:

$$b_k = \psi_b \cdot a_w, \quad (13)$$

де $\psi_b = 0,2$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця (рекомендований); a_w – міжосьова відстань;

$$b_{ш} = b_k + 5 \quad (14)$$

де b_k – ширина зубчастого колеса, що входить в зачеплення з шестернею;

$$b_1 = 0,2 \cdot 108 = 22 \text{ мм}; \quad b_2 = 22 + 5 = 27 \text{ мм};$$

$$b_3 = 0,2 \cdot 108 = 22 \text{ мм}; \quad b_4 = 22 + 5 = 27 \text{ мм};$$

$$b_5 = 0,2 \cdot 108 = 22 \text{ мм}; \quad b_6 = 22 + 5 = 27 \text{ мм};$$

$$b_7 = 0,2 \cdot 108 = 22 \text{ мм}; \quad b_8 = 22 + 5 = 27 \text{ мм};$$

$$b_9 = 0,2 \cdot 108 = 22 \text{ мм}; \quad b_{10} = 22 + 5 = 27 \text{ мм};$$

$$b_{11} = 0,2 \cdot 144 = 29 \text{ мм}; \quad b_{12} = 29 + 5 = 34 \text{ мм};$$

$$b_{13} = 0,2 \cdot 144 = 29 \text{ мм}; \quad b_{14} = 29 + 5 = 34 \text{ мм};$$

Таблиця 2.3 – Розрахунок діаметрів коліс.

Кількість зубців коліс	Ділильний діаметр, мм	Зовнішній діаметр, мм	Внутрішній діаметр, мм
$Z_1 = 32$	96	102	88,5
$Z_2 = 40$	120	126	112,5
$Z_3 = 36$	108	114	100,5
$Z_4 = 36$	108	114	100,5
$Z_5 = 20$	60	66	52,5
$Z_6 = 52$	156	172	148,5
$Z_7 = 28$	85	91	77,5
$Z_8 = 44$	132	138	124,5
$Z_9 = 36$	108	114	100,5
$Z_{10} = 36$	108	114	100,5
$Z_{11} = 21$	84	92	74
$Z_{12} = 51$	204	212	194
$Z_{13} = 44$	176	184	166
$Z_{14} = 28$	112	120	102

2.2.4 Вибір електромагнітних муфт.

Виходячи з того, що максимальний момент коробки швидкостей $T_{\max} = T_{pIV} = 549,6 \cdot 10^3$ Н·мм, а, $n_{\max} = 2000$ об/хв, згідно ГОСТ 21574-88 обираємо Э1М122 – електромагнітна багатодискова муфта 12-го типорозміру 2-го виконання, що забезпечує передачу моменту в 630 Н·м при 2200 об/хв, що задовольняє наші умови [20].

2.2.5 Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів.

Виконується після проектного розрахунку як розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів вала на основі виконаної компоновки коробки подач. Тому проводимо перший етап компоновки, відкладаючи рекомендовані відстані між деталями коробки подач, та обираємо краще розташування муфт та зубчастих коліс, підшипникових вузлів.

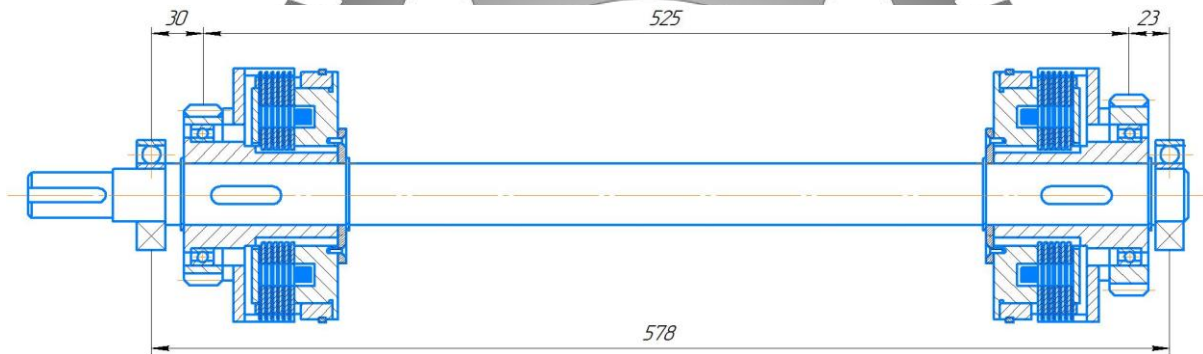


Рисунок 2.8 – Положення зубчастих коліс та небезпечний переріз вала І.

Умова міцності вала визначається за формулою:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S] \quad (14)$$

де $[S]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; значення $[S]$ знаходиться у межах 1,3–1,5; приймаємо – $[S] = 1,3$;

S_{σ} – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

S_{τ} – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

S – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити.

Складова попередньої формули – коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням S_σ – визначається за формулою:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v + \psi_a \cdot \sigma_m} \quad (15)$$

Де: σ_{-1} – межа витримки при симетричному циклі;

K_σ – коефіцієнт, для вала зі шпонковою канавкою, $K_\sigma = 1,6$;

$\varepsilon_\sigma = 0,92$ – масштабний фактор;

$\psi_\sigma = 0,15$ – коефіцієнт;

σ_m – середнє напруження, $\sigma_m = 0$;

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

σ_{-1} – межа витримки при симетричному циклі;

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання.

Для визначення σ_{-1} потрібно знати σ_B ,

σ_B для сталі 45 дорівнює 750 МПа, тоді:

$\sigma_{-1} \approx 650$ МПа;

σ_v – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою:

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}} \quad (16)$$

Для розрахунку σ_v , необхідно знайти сумарний згинальний момент M_Σ на валу. Для цього побудуємо схему діючих сил та реакцій і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ.

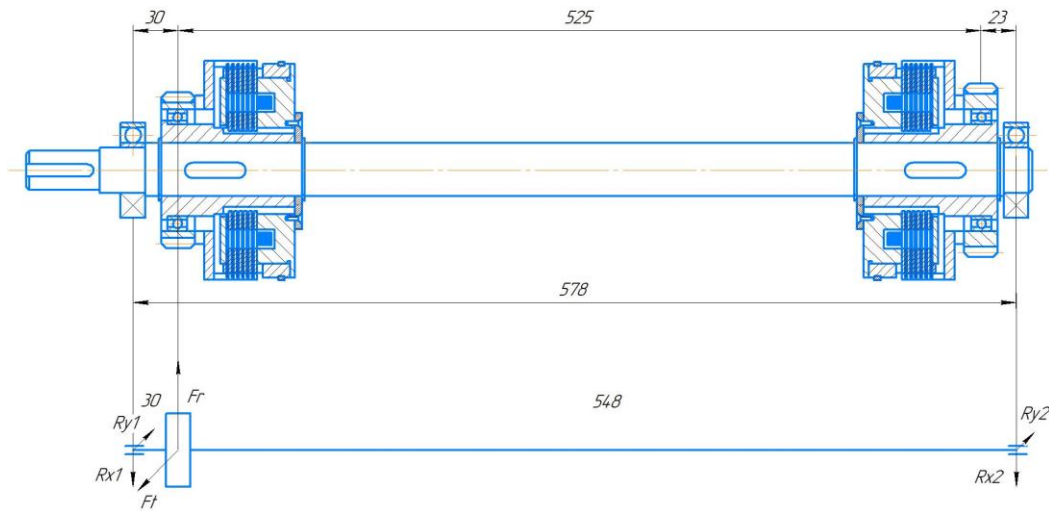


Рисунок 2.9 – Схема діючих сил та реакцій опор I вала коробки.

Реакції опор у площині XZ:

$$R_{y1} = \frac{F_t \cdot 240}{240 + 250} = \frac{232 \cdot 349,5}{134 + 349,5} = 167,7 \text{ Н.}$$

$$R_{y2} = \frac{F_t \cdot 134}{250 + 240} = \frac{232 \cdot 134}{134 + 349,5} = 64,3 \text{ Н.}$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x1} = \frac{F_r \cdot 240}{240 + 250} = \frac{232 \cdot 349,5}{134 + 349,5} = 167,7 \text{ Н}$$

$$R_{x2} = \frac{F_r \cdot 250}{240 + 250} = \frac{232 \cdot 134}{134 + 349,5} = 64,3 \text{ Н.}$$

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x1} \cdot 349,5 = 58,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$M_y = R_{y_1} \cdot 349,5 = 58,6 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

Сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(58,6 \cdot 10^3)^2 + (58,6 \cdot 10^3)^2} = 82,9 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

За наявності таких розрахунків потрібно будемо схему діючих сил та моментів та епюри діючих сил та моментів (рис. 2.10).

Розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$W = \frac{\pi \cdot D^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2 \cdot D - h)^2}{16 \cdot D} = 2,81$$

$$\sigma_v = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{82,9 \cdot 10^3}{2,81 \cdot 10^3} = 30 \text{ Мпа},$$

Тепер можна розрахувати коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями :

$$S_{\sigma} = \frac{650}{30} = 21,67$$

$$S_{\sigma} = \frac{1,6 \cdot 30}{0,92} = 51,74$$

$$[S_{\sigma}] = 1,3.$$

Значення коефіцієнта свідчить, що міцність вибраного нами діаметра вала у проектному розрахунку достатня для працездатності цього елемента (першого вала) привода верстата за нормальними напруженнями.

До загальної формули умови міцності входить і коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями, який визначається за формулою:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}. \quad (17)$$

Окремі значення параметрів за рекомендаціями такі:

$$\tau_{-1} \approx (0,5 - 0,58)\sigma_{-1}; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,74; \quad \psi_{\tau} = 0,1; \quad \tau_m = 6.$$

Підстановка значень у формулу дає результат

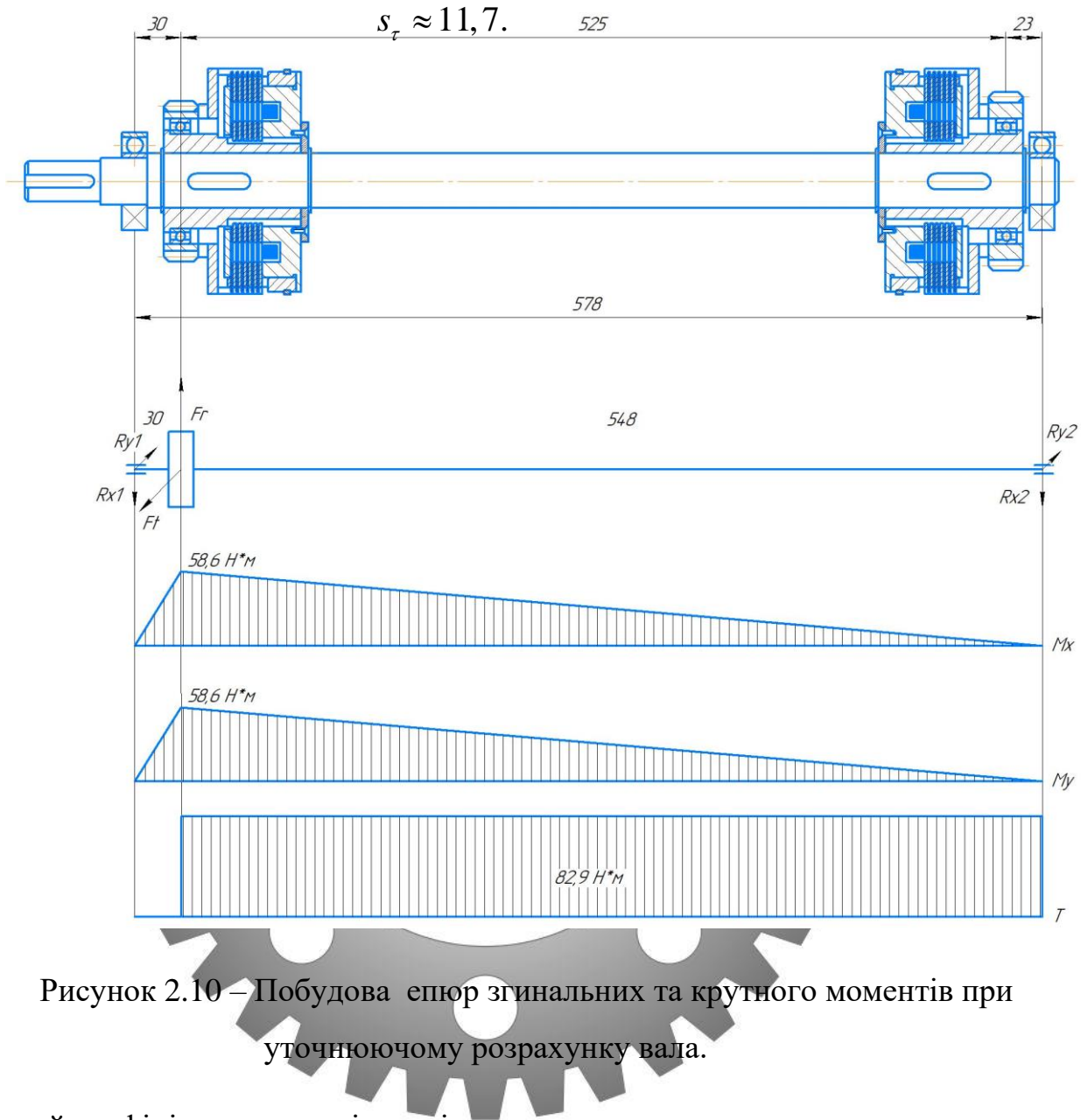


Рисунок 2.10 – Побудова епюр згинальних та крутного моментів при уточнюючому розрахунку вала.

Загальний коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{1,7 \cdot 11,7}{\sqrt{(1,7)^2 + (11,7)^2}} = 1,68 > 1,3.$$

Визначаємо, що загальний коефіцієнт запасу міцності більший за допустимий, і тому конструкція першого вала працездатна. При конструюванні потрібно враховувати і жорсткість елементів. Але розрахунки на жорсткість проводяться для відповідального вузла – шпинделя, а для валів достатньо

розрахунку на міцність. При цьому важливо, щоб загальний розрахунковий коефіцієнт міцності був не менший за допустимий, що ми й отримали.

2.2.6 Силкові розрахунки зубчастих коліс.

Розрахунок зубів коліс на контактну міцність.

Допустимі контактні напруження підраховують за формулою:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} \cdot \dots \quad (18)$$

Де: $\sigma_{H \text{ limb}}$ – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів; для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{H \text{ limb}} = 2HB + 70, \quad (19)$$

- Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування
верстатів та інструментів
- K_{HL} – коефіцієнт довговічності, для верстатів дорівнює 1;
 - S_H – коефіцієнт безпеки, при однорідній структурі матеріалу 1,1 ;
 - z_r – коефіцієнт шорсткості;
 - z_v – коефіцієнт швидкості;
 - K_L – коефіцієнт змащування;
 - K_{XH} – коефіцієнт розміру коліс.

З практичних міркувань

$$z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9.$$

Тоді:

$$[\sigma_{H1,2}] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 0,9 \approx 434 \text{ МПа.}$$

За наявності розрахованих допустимих контактних напружень можна уточнити значення міжцентрової відстані за формулою:

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot T_{II} \cdot K}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}}, \quad (20)$$

де u – передатне число Z_2/Z_1 ;

T_{II} – момент на валу II;

K – коефіцієнт навантаження, $K = 1,2$;

ψ_a – коефіцієнт ширини вінця колеса, $\psi_a = 0,2$.

$$a_w = (1.25 + 1) \sqrt[3]{\frac{310^2 \cdot 86 \cdot 10^3 \cdot 1.2}{434^2 \cdot 1.25^2 \cdot 0.2}} = 124.27 \text{ мм}$$

Оскільки розраховане значення перевищує проектне, то залишаємо конструкцію без змін.

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання.

Допустимі контактні напруження на згинання

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b} \cdot K_{FL}}{S_F} \cdot K_{Fc} \quad (21)$$

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

$$\sigma_{F \lim b} = HB + 250 \quad (22)$$

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

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma_F], \quad (23)$$

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

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]} = \frac{1}{\left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{32} + \frac{1}{40}\right)\right]} = 1,7$$

$Y_\beta = 1$ – 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, $K_{FV} = 1,25$. Тоді

$$\sigma_F = 2 \cdot 4,25 \cdot 1,7 \cdot 1 \cdot \frac{86 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{55 \cdot 27 \cdot 3^2} = 116,41 \leq 282 \text{ МПа}$$

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

2.2.7 Панель керування верстата.

До конструкції коробки подач входять сім електромагнітних багатодискових муфт, при ввімкненні яких, можна отримати велику кількість частот обертання шпинделя. Це забезпечується 13-ти позиційним поворотним перемикачем частот обертання шпинделя. Для управління коробкою подач верстата застосовуються безконтактні електромагнітні муфти Є1М122.

Застосування таких муфт дозволяє здійснювати перемикання діапазону подач під час роботи верстата, як у холостому режимі роботи, так і під навантаженням. Для живлення електромагнітних муфт зазвичай застосовуються селенові випрямлювачі. На рисунку 39 показана система живлення групи електромагнітних муфт. Муфти включають і відключають по допомогою керуючих контактів КК1, УК2 і т.д. При відключенні муфти зникає магнітне поле наводить в її котушці ЕРС великої величини. Вона може викликати пробію в ізоляції котушки. Щоб знизити ЕРС, потрібно уповільнити зменшення магнітного поля. Це досягається застосуванням резисторів R1, R2. ЕРС самоіндукції спрямована в бік спадної струму; під її дією по замкнутому через резистор контуру буде деякий час протікати загасаючий струм, який сповільнить зміну магнітного потоку і зменшить величину ЕРС. Часто застосовують діоди В1, В2. Вони не пропускають струм через розрядні резистори R1 та R2 коли муфти включені, і в цей час не буде втрат енергії в резисторах.

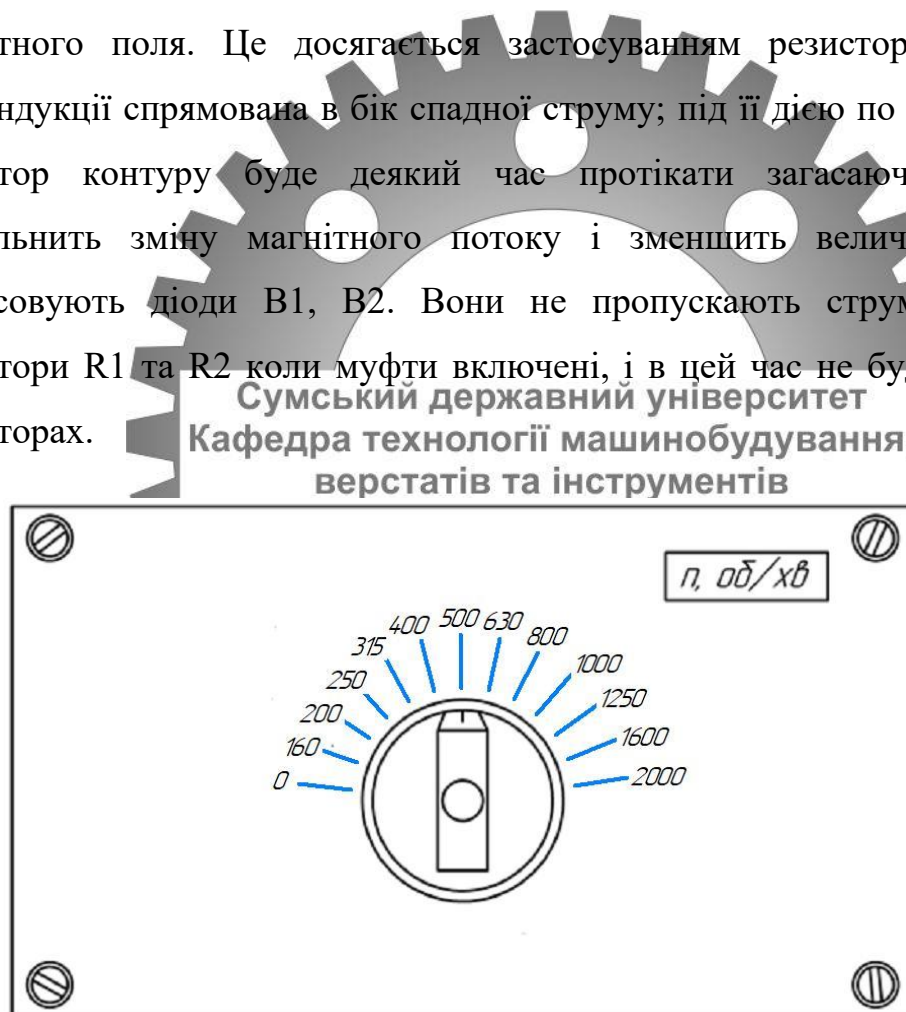


Рисунок 2.11 – Панель керування частотою обертання шпинделя.

2.3 Висновок

Розроблено проект модернізації приводу головного руху зубофрезерного верстата мод. 5К32.

РОЗДІЛ 3

ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВХІДНОГО ВАЛУ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5К32.

3.1 Призначення та конструкція вхідного валу.

Вхідний вал коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 призначений для передачі крутного моменту від електродвигуна через муфту до другого валу коробки швидкостей через зубчаті колеса та електромуфту.

Деталь, в цілому, є технологічною. З обох торців деталі є центрувальні отвори для базування при механічній обробці. З лівої сторони деталі є циліндрична поверхня $\phi 26h7$ з розташованим на ній шпонковим пазом 8Р8. Ці конструктивні елементи призначені для встановлення на них напівмуфти. Далі йде циліндрична поверхня $\phi 30h7$. Вона призначена для встановлення підшипника. Така ж сама поверхня є з іншої сторони валу. Після цієї поверхні йде циліндрична поверхня $\phi 35h7$ з розташованим на ній шпонковим пазом 10Р8. Ці конструктивні елементи призначені для встановлення на них електромуфти з зубчастим колесом. Для фіксації цих деталей від осьового переміщення на валу передбачені канавки під стопорні кільця. Такий самий набір конструктивних елементів є і на іншій стороні валу. Між цими двома поверхнями є прослаблення $\phi 35h14$.

Робоче креслення валу див. додаток Г.

3.2 Вузол розташування вхідного валу.

Вхідний вал коробки швидкостей розташований в коробці швидкостей зубофрезерного верстата 5К32.

Креслення коробки швидкостей див. додаток Б.

3.3 Опис маршрутно-технологічного процесу обробки вхідного валу.

005 Заготівелна

СЛП-8530.

Відрізати заготовку в розмір 662 ± 1 .

010 Контрольна ВТК

Контролювати розміри заготовки.

015 Фрезерно-центрувальна

EM535M.

Фрезерувати торці та свердлити центрувальні отвори згідно креслення.

020 Контрольна ВТК

Контролювати розміри отримані на операції 015.

025 Токарна з ЧПК

HAAS ST-20.

Обробити деталь згідно ескіза.

030 Токарна з ЧПК

HAAS ST-20.

Обробити деталь згідно ескіза.

035 Термічна

Закалити та відпустити деталь.

040 Контрольна ВТК

Контролювати твердість та розміри отримані на операціях 025 та 030.

045 Багатоцільова

DMG MORI CTX beta 800.

Обробити деталь згідно ескіза.

050 Багатоцільова

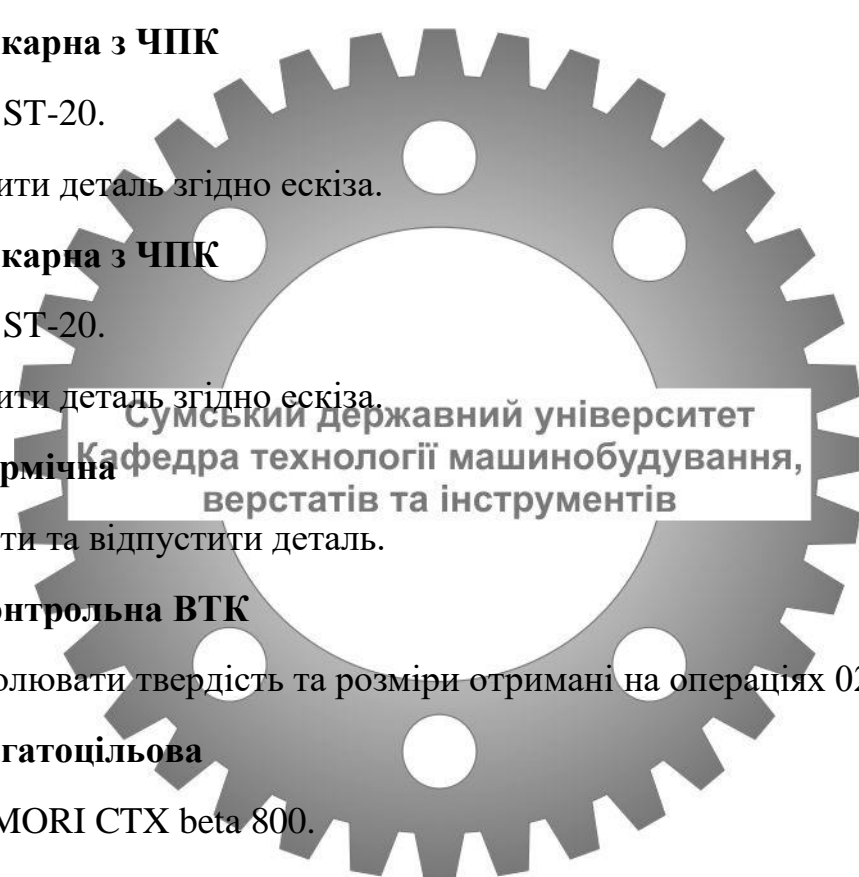
DMG MORI CTX beta 800.

Обробити деталь згідно ескіза.

055 Слюсарна

Зачистити завусениці.

060 Контрольна ВТК



Контролювати відсутність завусениців, контролювати розміри отримані на операціях 045 та 050.

Маршрутно-технологічний процес див. Додаток Б.

3.4 Опис операційно-технологічного процесу обробки вхідного валу.

025 Токарна з ЧПК

Обладнання: верстат мод. HAAS ST-20.

Оснащення: патрон токарний Roehm DURO-T 200, центр обертовий Roehm 303598.

Різальний інструмент: різець DCLNR2525M12KC04.

Вимірювальний інструмент: штангельциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89, штангельциркуль ШЦ-II-400-0,1 ГОСТ 166-89.

030 Токарна з ЧПК

Обладнання: верстат мод. HAAS ST-20.

Оснащення: патрон токарний Roehm DURO-T 200, центр обертовий Roehm 303598.

Різальний інструмент: різець DCLNR2525M12KC04.

Вимірювальний інструмент: штангельциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89, штангельциркуль ШЦ-II-400-0,1 ГОСТ 166-89.

045 Багатоцільова

Обладнання: верстат мод. DMG MORI CTX beta 800.

Оснащення: патрон токарний Roehm DURO-T 200, центр обертовий Roehm 303598.

Різальний інструмент: різець DCLNR2525M12KC04, різець G1011.1212R-2T8GX16, фреза MC111-10.0A4A-WJ30TF.

Вимірювальний інструмент: штангельциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89, штангельциркуль ШЦ-II-400-0,1 ГОСТ 166-89, мікрометр МК-50-1 ГОСТ

6507-90, кінцеві міри 1-Н2 ГОСТ 9038-90, набір зразків шорсткості 0,8-3,2 Т ГОСТ 9378-93.

050 Багатоцільова

Обладнання: верстат мод. DMG MORI CTX beta 800.

Оснащення: патрон токарний Roehm DURO-T 200, центр обертовий Roehm 303598.

Різальний інструмент: різець DCLNR2525M12KC04, різець G1011.1212R-2T8GX16, фреза MC111-10.0A4A-WJ30TF, фреза MC111-08.0A4A-WJ30TF.

Вимірювальний інструмент: штангельциркуль ШЦ-I-125-0,1 ГОСТ 166-89, штангельциркуль ШЦ-II-400-0,1 ГОСТ 166-89, мікрометр МК-50-1 ГОСТ 6507-90, кінцеві міри 1-Н2 ГОСТ 9038-90, набір зразків шорсткості 0,8-3,2 Т ГОСТ 9378-93.

3.5 Висновок

Розроблено технологічний процес виготовлення вхідного валу коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод.5К32.



РОЗДІЛ 4

ПОБУДОВА ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СХЕМИ СКЛАДАННЯ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5K32.

4.1 Загальна характеристика та класифікація видів складання.

Технологічний процес складання являє собою частину виробничого процесу, що характеризується послідовним з'єднанням деталей. У верстатобудуванні збірку поділяють на загальну і вузлову. Об'єктом загальної збірки є виріб і складові частини комплексу або комплекту, а вузловий – складальна одиниця.

Водночас під виробом розуміється одиниця промислової продукції, кількість якої може обчислюватися в штуках або екземплярах. Комплекс – це два і більше специфіковані вироби, не поєднаних між собою на підприємстві–виробнику складальними операціями, але призначених для виконання взаємозалежних експлуатаційних функцій; комплект – два і більше вироби, не поєднаних між собою на підприємстві–виробнику складальними операціями і мають набір виробів загального експлуатаційного призначення допоміжного характеру; складальна одиниця – виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві–виробнику складальними операціями; деталь – виріб, виготовлений з однорідного за найменуванням і маркою матеріалу без застосування складальних операцій. Деталі і складальні одиниці називають компонентом виробу. Компонентами найвищого порядку n є деталі. Складальні одиниці, що складаються з одних деталей, мають $n-1$ порядок, складальні одиниці, що включають в себе складальні одиниці $n-1$ порядку, мають $n-2$ порядок і так далі до нульового порядку, який має виріб. Для виявлення впливу розмірів окремих компонентів на розмір виробу, який повинен бути витриманий унаслідок складання, будують розмірні ланцюги. Розмірним ланцюгом називають сукупність взаємозалежних розмірів, що утворюють замкнений контур. Розміри, що утворюють розмірний ланцюг,

вважаються ланками цього ланцюга. За взаємним розташуванням ланок розмірні ланцюги поділяють на лінійні (всі ланки паралельні між собою), плоскі (всі ланки лежать в одній або декількох паралельних площинах).

4.2 Методика розроблення технологічної схеми складання коробки швидкостей.

Побудова технологічної схеми складання здійснюється в такій послідовності:

1. Знайомляться за складальним кресленням і з конструкцією виробу (комплексу, комплекту) і технічними умовами його приймання. Складальне креслення повинне містити всі необхідні проєкції, номери деталей і складальні одиниці, розміри, що витримуються під час складання, натяг і зазори в сполученнях, а також дані про масу виробу.

2. Складаються розмірні ланцюги виробу (без виконання пов'язаних з ними розрахунків), беручи замикальні ланки розміри, які необхідно витримати під час збирання. Під час знаходження складових ланок розмірних ланцюгів обхід починається від однієї сторони останнього у ланки и закінчується другою його стороною. Враховується також, що у кожній складовій ланки обидві його сторони повинні належати лише одній деталі.

3. Визначаються деталі, розміри яких одночасно входять у дві, три і більше розмірні ланцюги.

4. Вироби розбираються на складальні одиниці й деталі, керуючись такими основними рекомендаціями:

а) складальна одиниця не повинна мати занадто великі габарити, масу та складатися із значної кількості деталей і сполучень, щоб надмірно не ускладнювати вузлову збірку;

б) не повинно допускатися виділення надмірно дрібних складальних одиниць, так як це ускладнює процес комплектування виробу під час загального складання;

в) трудомісткість складання повинна бути приблизно однакова для більшості складальних одиниць;

г) частину виробу, що потребує випробування, обкатування або спеціальної слюсарної пригонки, повинна виділятися в особливу складальну одиницю;

д) більшість деталей, виключаючи головні базові (станини, рами тощо), а також кріпильні деталі, повинні увійти в ті чи інші складальні одиниці з тим, щоб скоротити кількість окремих деталей, що подаються безпосередньо на загальне складання;

е) складальна одиниця за подальшого монтування її у виробі не повинна піддаватися будь-якому розбиранню. Якщо цього уникнути не можна, то відповідні розбірні роботи необхідно передбачити в технології;

ж) функціональне призначення частини виробу не є обов'язковою умовою виділення її в складальну одиницю;

з) складальні одиниці повинні за можливості збиратися незалежно один від одного, з тим щоб скоротити тривалість циклу загальної збірки.

5. Будується структурне дерево взаємозв'язків компонентів виробу (деталей, складальних одиниць), позначивши вузлами i -го рівня складальні одиниці i -го порядку. За нульовий рівень береться виріб у цілому, за найвищий – деталь. Вузли дерева з'єднуються дугою, утворюючи гілки дерева, відповідно до наявних сполук деталей і складальних одиниць у виробі. Виріб позначається $И_0$, компоненти виробу $S_{1,j}$ де 1 – рівень компонента виробу, j – порядковий помер на цьому рівні.

6. Складаються матриці суміжності попарно для всіх рівнів дерева, починаючи з $0-1$, $1-2$ тощо до пари, в яку входять деталі (компоненти вищого рівня). Наявність зв'язків між вузлами структурного дерева позначається 1 , а відсутність – 0 . Матриця суміжностей позначається $W_{k,p}$, де k, p – відповідно нижчий і вищий рівні компонентів у парі. Вибирається базова деталь для вузлової і загальної збірок. За базову деталь під час вузлової збірки беруть таку

деталь, поверхні якої будуть згодом використані під час установки на ній або в ній інших деталей і складальних одиниць. Під час загального збирання або формування складальної одиниці нижчого порядку роль базової деталі може також виконувати раніше зібрана складальна одиниця.

Визначається послідовність загального складання, виходячи з такого:

а) збирання починається з установлення на конвеєрі або складальному стенді деталі, до якої послідовно приєднуються інші деталі або складальні одиниці;

б) деталі та складальні одиниці, що несуть у виробі найбільш відповідальні функції, бажано монтувати в першу чергу;

в) деталі, розміри яких є загальними ланками декількох паралельно пов'язаних розмірних ланцюгів, використовують для першочергової збірки;

г) кожна раніше змонтована деталь або складальна одиниця не повинна заважати подальшому складанню;

д) загальний порядок складання визначається можливістю й зручністю приєднання деталей або складальних одиниць з урахуванням існуючих взаємозв'язків між компонентами виробу.

7. Визначається послідовність виконання вузлових складань, починаючи зі складальних одиниць вищого порядку (що складаються з одних деталей) і закінчуючи одиницями нижчого порядку. Водночас керуються тими самими принципами, що і під час призначення послідовності загального складання.

8. Будується технологічна схема збирання. Під час розроблення схеми використовуються умовні графічні позначення і такі рекомендації:

а) креслення елементів складальних схем, складальних одиниць і ліній складання виконується суцільною лінією товщиною 2S–3S, деталей, ліній установки, демонтажу, інформації – суцільною лінією товщиною S;

б) під час оформлення схеми загального складання або вузлового складання складальної одиниці нижчого порядку лінія складання розміщується горизонтально, а лінії складання складових частин, що входять до них

(складальних одиниць вищого порядку і деталей) – вертикально, причому трафарети деталей поміщаються вище лінії складання, а складальних одиниць – нижче лінії складання;

в) рекомендації про подальший рух складальної одиниці після вузлового складання розміщуються біля стрілки, якою закінчується лінія складання;

г) на складальні одиниці, що мають однаковий складальний комплект деталей або складальних одиниць, розробляються групові схеми складання з застосуванням таблиць, в яких відображаються змінні дані в позначенні, найменуванні та позиціях для різних виконань. Таблиця розміщується з правого боку або внизу схеми складання під технічними вимогами до складальної одиниці. Посилання на таблицю подається на графічному зображенні складальної одиниці в зоні 1 – позначення і номер позиції за кресленням;

д) початок лінії складання позначається крапкою;

е) якщо технологічна схема складання не вміщується на аркуші заданого формату, то лінія складання переривається, кінець її позначається стрілкою і зазначається номер аркуша, на якому триває схема складання (напис над стрілкою «продовження на аркуші ... »);

ж) уся необхідна додаткова інформація розміщується над і під лінією інформації у графічному зображенні тих деталей або складальних одиниць, під час установки яких ці дані використовуються. Під час рекомендації додаткової інформації використовується скорочена форма запису змісту операції шляхом послідовного написання ключового слова (похідне від назви операції в наказовому способі), найменування предмета виробництва, позначення розмірів і додаткових відомостей.

4.3 Розроблення структурного дерева.

Таблиця 4.1 - Коробка швидкостей зубофрезерного верстата 5K32 (специфікація).

Поз.	Найменування деталі	К-ть	Поз.	Найменування деталі	К-ть
1	Електромуфта Э1М122	7	34	Поводок колеса №2	1
2	Вал 1	1	35	Поводок колеса №3	1
3	Вал 2	1	36	Поводок колеса №4	1
4	Вал 3	1	37	Поводок колеса №5	1
5	Вал 4	1	38	Поводок колеса №6	1
6	Втулка електромуфти 1го вала	2	39	Поводок колеса №7	1
7	Втулка електромуфти 2го вала	3	40	Поводок колеса №8	1
8	Втулка великого колеса	1	41	Поводок колеса №9	1
9	Втулка малого колеса	1	42	Поводок колеса №10	1
10	Втулка колеса зубчастого	1	43	Поводок колеса №11	1
11	Колесо зубчасте №1	1	44	Поводок колеса №12	1
12	Колесо зубчасте №2	1	45	Поводок колеса №13	1
13	Колесо зубчасте №3	1	46	Поводок колеса №14	1
14	Колесо зубчасте №4	1	47	Вічко	1
15	Колесо зубчасте №5	1	48	Сальник 1-го вала	1
16	Колесо зубчасте №6	1	49	Сальник 4-го вала	1
17	Колесо зубчасте №7	1	50	Винт М6-6gx40	16
18	Колесо зубчасте №8	1	51	Винт М4-6gx10	32

Продовження таблиці 4.1.

19	Колесо зубчасте №9	1	52	Кольцо А35.50 ХГА	14
20	Колесо зубчасте №10	1	53	Кольцо А45.50 ХГА	9
21	Колесо зубчасте №11	1	54	Кольцо С60.50 ХГА	4
22	Колесо зубчасте №12	1	55	Подшипник 60107	2
23	Колесо зубчасте №13	1	56	Подшипник 809	2

24	Колесо зубчасте №14	1	57	Подшипник 812	2
25	Корпус	1	58	Подшипник 815	1
26	Кришка корпусу	1	59	Подшипник 7211	4
27	Кришка підшипників 1-го вала	1	60	Подшипник 50208	2
28	Кришка підшипників 2-го вала	2	61	Подшипник 56706	2
29	Кришка підшипників 3-го вала	2	62	Шпонка 10x8x40	2
30	Кришка підшипників 4-го вала	1	63	Шпонка 10x8x45	5
31	Кришка сальника 1-го вала	1	64	Шпонка 10x9x70	5
32	Кришка сальника 4-го вала	1	65	Шпонка 18x11x110	2
33	Поводок колеса №1	1			

Розчленовуємо коробку швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 на складальні одиниці. Виходячи з можливості з'єднання деталей, зручності складання, а також з огляду на перевагу здійснення паралельного складання, виділяємо вісім незалежних технологічних складальних одиниць першого порядку, що містять:

S1,1 – кільце 54 і вал 5;

S1,2 – кільце 53 і вал 4;

S1,3 – кільце 52 і вал 3;

S1,4 – кільце 52 і вал 2;

S1,5 – електромuftа 1, втулка 6, колесо 12, поводок 34 і підшипник 58;

S1,6 – електромурфта 1, втулка 6, колесо 11, поводок 33 і підшипник 58;

S1,7 – електромурфта 1, втулка 8, колесо 19, поводок 41 і підшипник 59;

S1,8 – електромурфта 1, втулка 9, колесо 18, поводок 40 і підшипник 57;

Під час формування цих складальних одиниць не потрібно розбірних робіт. Будуємо структурне дерево взаємозв'язків компонентів коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 (рисунок 4.1).



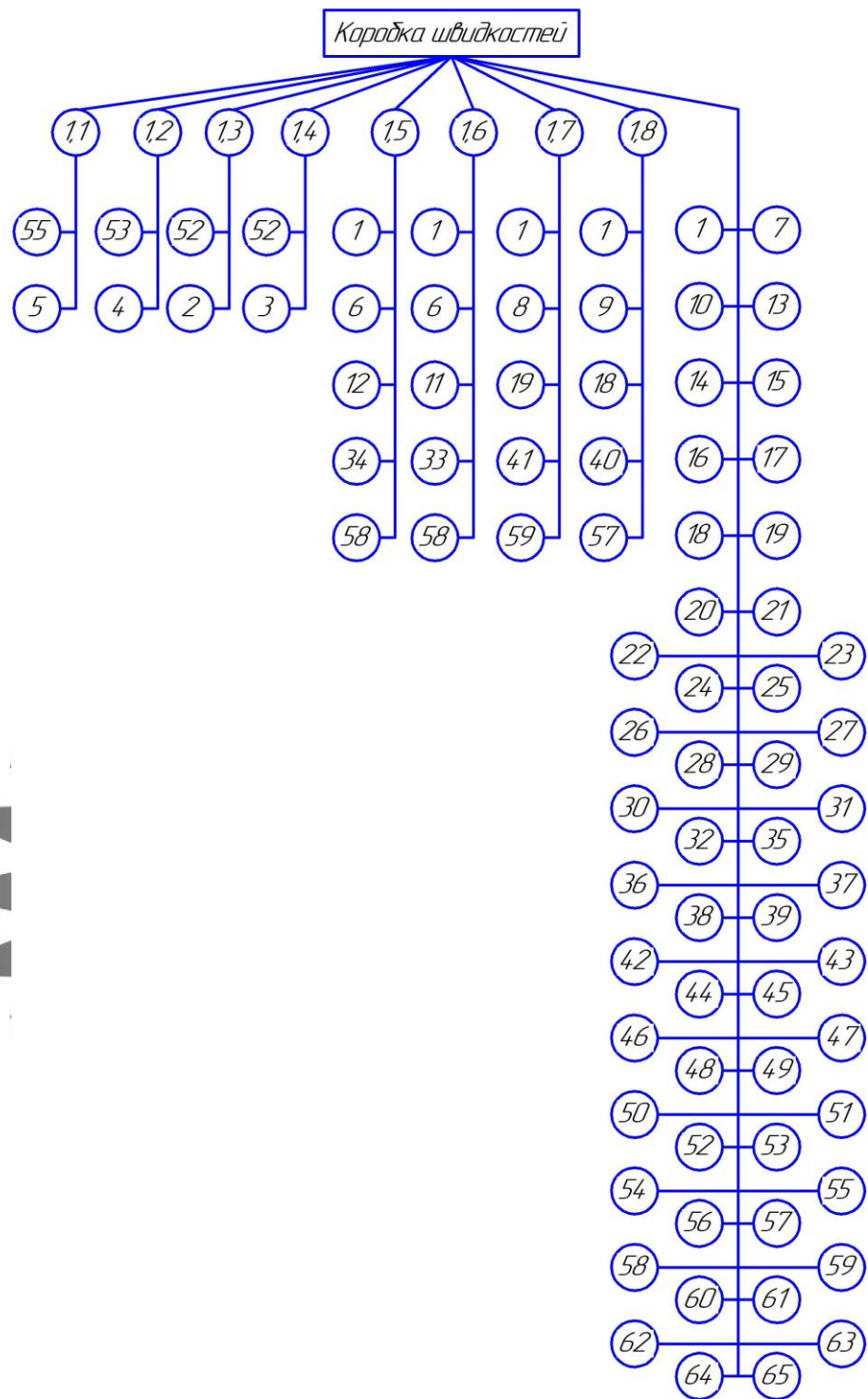


Рисунок 4.1 - Структурне дерево взаємозв'язків компонентів коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5K32.

4.4 Розроблення матриць суміжності до загального та вузлового складання коробки швидкостей.

За структурним деревом взаємозв'язків компонентів коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 (рисунок 4.1) складаємо матриці суміжності.



	I_0		I_0
$S_{2.1}$	1	$S_{2.33}$	0
$S_{2.2}$	0	$S_{2.34}$	0
$S_{2.3}$	0	$S_{2.35}$	1
$S_{2.4}$	0	$S_{2.36}$	1
$S_{2.5}$	0	$S_{2.37}$	1
$S_{2.6}$	0	$S_{2.38}$	1
$S_{2.7}$	1	$S_{2.39}$	1
$S_{2.8}$	0	$S_{2.40}$	0
$S_{2.9}$	0	$S_{2.41}$	0
$S_{2.10}$	1	$S_{2.42}$	1
$S_{2.11}$	0	$S_{2.43}$	1
$S_{2.12}$	0	$S_{2.44}$	1
$S_{2.13}$	1	$S_{2.45}$	1
$S_{2.14}$	1	$S_{2.46}$	1
$S_{2.15}$	1	$S_{2.47}$	1
$S_{2.16}$	1	$S_{2.48}$	1
$S_{2.17}$	1	$S_{2.49}$	1
$S_{2.18}$	1	$S_{2.50}$	1
$S_{2.19}$	1	$S_{2.51}$	1
$S_{2.20}$	1	$S_{2.52}$	1
$S_{2.21}$	1	$S_{2.53}$	1
$S_{2.22}$	1	$S_{2.54}$	1
$S_{2.23}$	1	$S_{2.55}$	1
$S_{2.24}$	1	$S_{2.56}$	1
$S_{2.25}$	1	$S_{2.57}$	1
$S_{2.26}$	1	$S_{2.58}$	1
$S_{2.27}$	1	$S_{2.59}$	1
$S_{2.28}$	1	$S_{2.60}$	1
$S_{2.29}$	1	$S_{2.61}$	1
$S_{2.30}$	1	$S_{2.62}$	1
$S_{2.31}$	1	$S_{2.63}$	1
$S_{2.32}$	1	$S_{2.64}$	1
		$S_{2.65}$	1

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

	S _{1,1}	S _{1,2}	S _{1,3}	S _{1,4}	S _{1,5}	S _{1,6}	S _{1,7}	S _{1,8}		S _{1,1}	S _{1,2}	S _{1,3}	S _{1,4}	S _{1,5}	S _{1,6}	S _{1,7}	S _{1,8}
S _{2,1}	0	0	0	0	1	1	1	1	S _{2,33}	0	0	0	0	0	1	0	0
S _{2,2}	0	0	1	0	0	0	0	0	S _{2,34}	0	0	0	0	1	0	0	0
S _{2,3}	0	0	0	1	0	0	0	0	S _{2,35}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,4}	0	1	0	0	0	0	0	0	S _{2,36}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,5}	1	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,37}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,6}	0	0	0	0	1	1	0	0	S _{2,38}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,7}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,39}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,8}	0	0	0	0	0	0	1	0	S _{2,40}	0	0	0	0	0	0	0	1
S _{2,9}	0	0	0	0	0	0	0	1	S _{2,41}	0	0	0	0	0	0	1	0
S _{2,10}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,42}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,11}	0	0	0	0	0	1	0	0	S _{2,43}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,12}	0	0	0	0	1	0	0	0	S _{2,44}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,13}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,45}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,14}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,46}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,15}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,47}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,16}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,48}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,17}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,49}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,18}	0	0	0	0	0	0	0	1	S _{2,50}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,19}	0	0	0	0	0	0	1	0	S _{2,51}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,20}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,52}	0	0	1	1	0	0	0	0
S _{2,21}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,53}	0	1	0	0	0	0	0	0
S _{2,22}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,54}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,23}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,55}	1	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,24}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,56}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,25}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,57}	0	0	0	0	0	0	0	1
S _{2,26}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,58}	0	0	0	0	1	1	0	0
S _{2,27}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,59}	0	0	0	0	0	0	1	0
S _{2,28}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,60}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,29}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,61}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,30}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,62}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,31}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,63}	0	0	0	0	0	0	0	0
S _{2,32}	0	0	0	0	0	0	0	0	S _{2,64}	0	0	0	0	0	0	0	0
									S _{2,65}	0	0	0	0	0	0	0	0

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

4.5 Розроблення технологічної схем загального та вузлового складання коробки швидкостей.

За базові деталі під час формування складальних одиниць першого порядку S1,1; S1,2; S1,3; S1,4; S1,5; S1,6; S1,7; S1,8 доцільно взяти відповідно вал 5, вал 4, вал 3, вал 2, втулку 6, втулку 6, втулку 8 і втулку 9. Під час складання виробу за базову деталь вибираємо корпус 25. Послідовність виконання спільного та вузлового складання визначаємо, виходячи з зручності приєднання деталей і складальних одиниць та з урахуванням існуючих взаємозв'язків між компонентами виробу. Складання кожної складальної одиниці та виробу в цілому починається з базової деталі. Складальні одиниці збираються методом групового складання і паралельно виробом. За загального складання на базову деталь, у першу чергу, встановлюється вал у складанні S1,4 через обмеженість доступу до нього. Будуємо технологічну схему загальної (рисунки 4.2 – 4.5) і вузлових складань (рисунки 4.6 – 4.13).

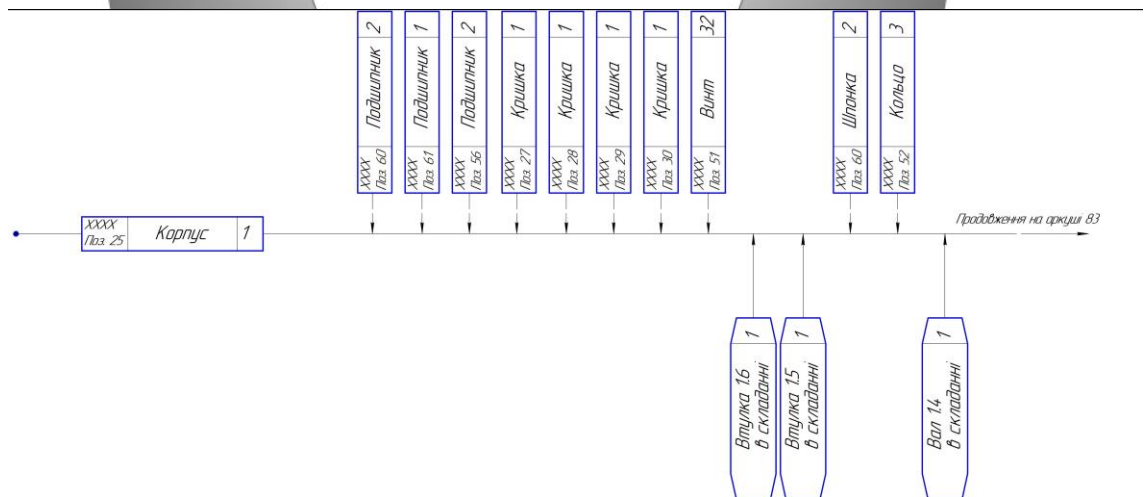


Рисунок 4.2–Технологічна схема складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5K32 (частина 1).

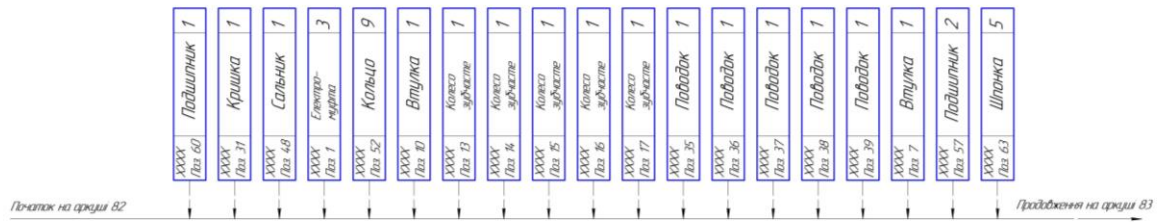


Рисунок 4.3–Технологічна схема складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 (частина 2).

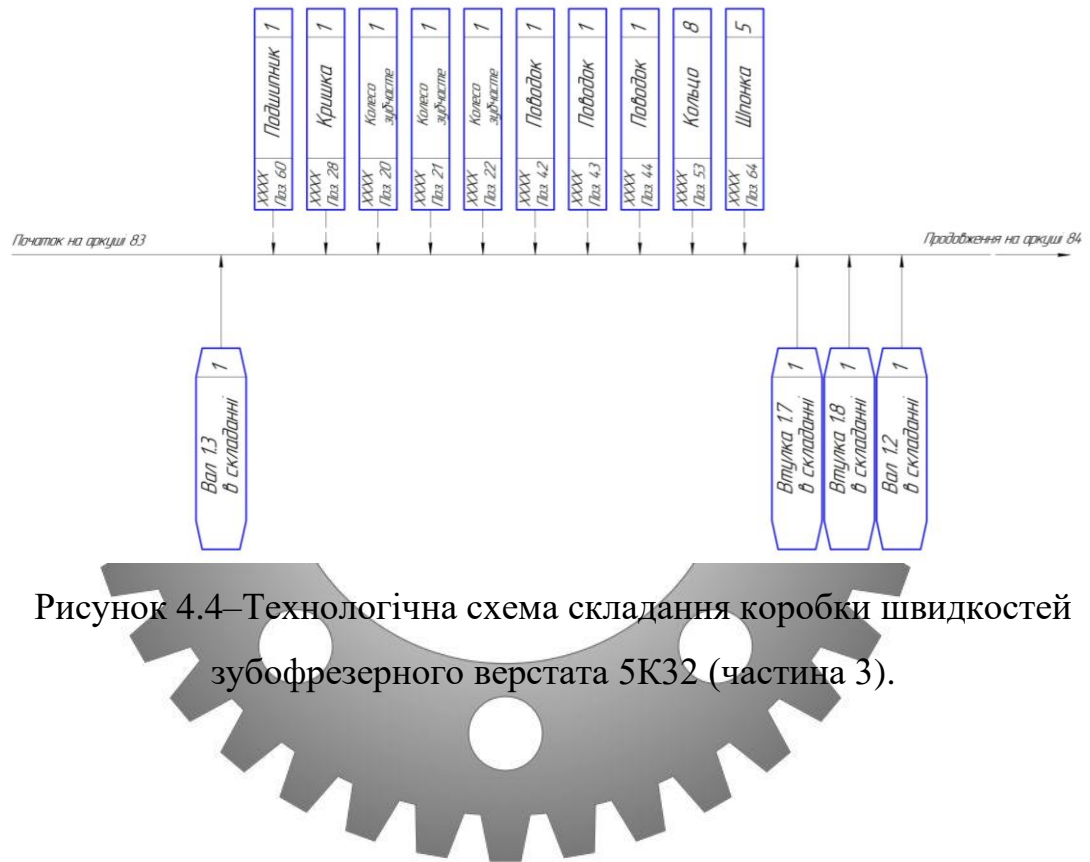


Рисунок 4.4–Технологічна схема складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 (частина 3).

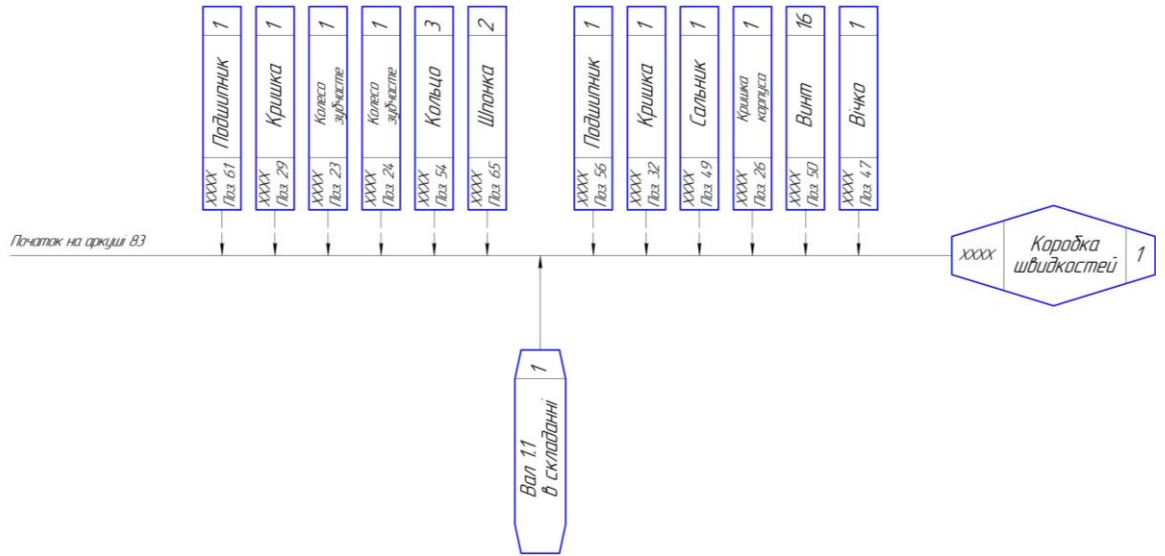


Рисунок 4.5–Технологічна схема складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата 5К32 (частина 4).
Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

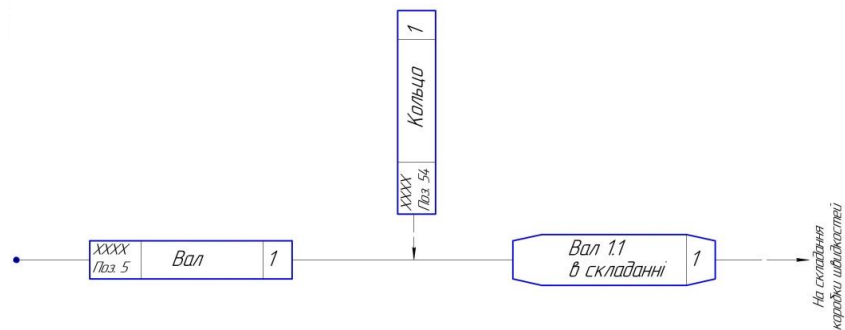


Рисунок 4.6 –Технологічна схема складання вала 1.1 в складанні.

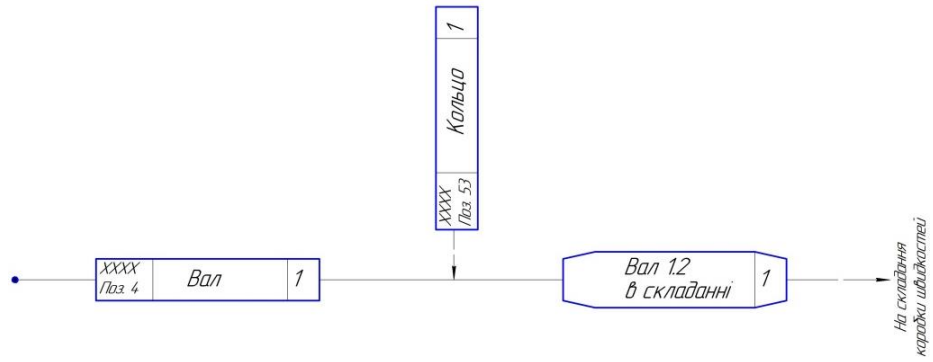


Рисунок 4.7 – Технологічна схема складання вала 1.2 в складанні.

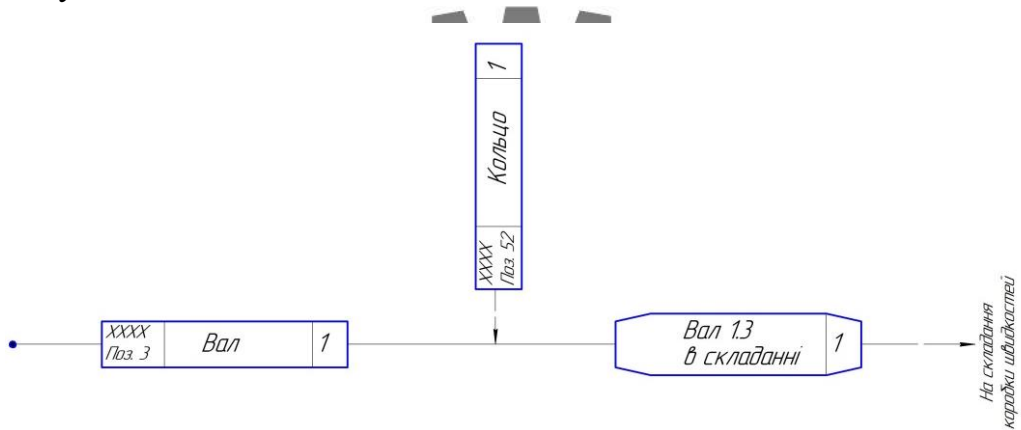


Рисунок 4.8 – Технологічна схема складання вала 1.3 в складанні.

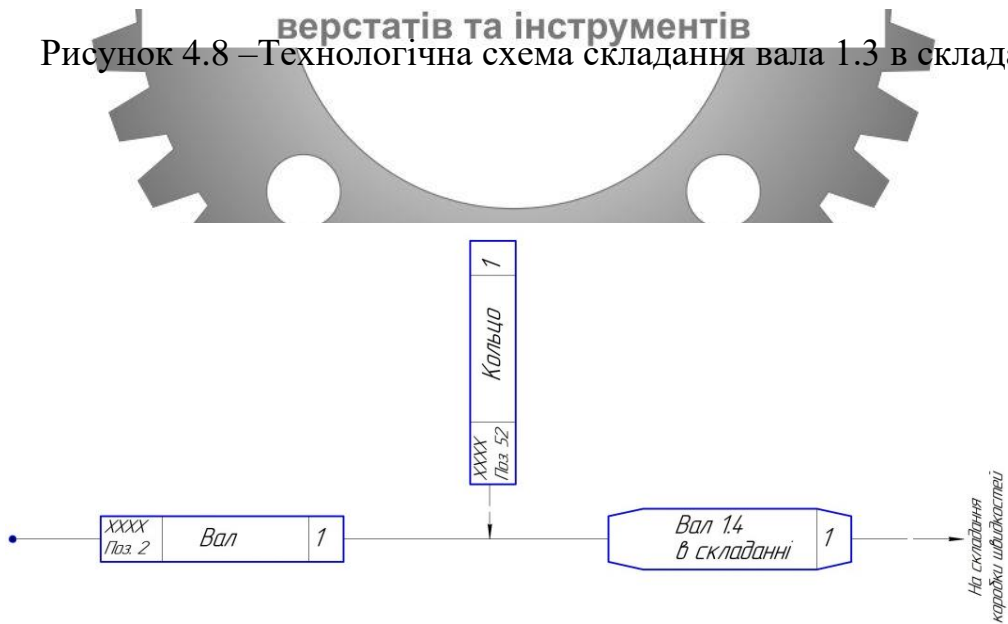


Рисунок 4.9 – Технологічна схема складання вала 1.4 в складанні.

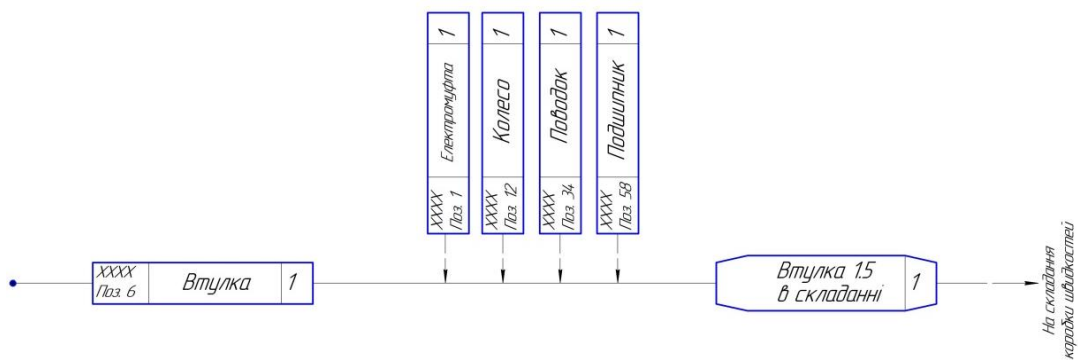


Рисунок 4.10 – Технологічна схема складання втулки 1.5 в складанні.

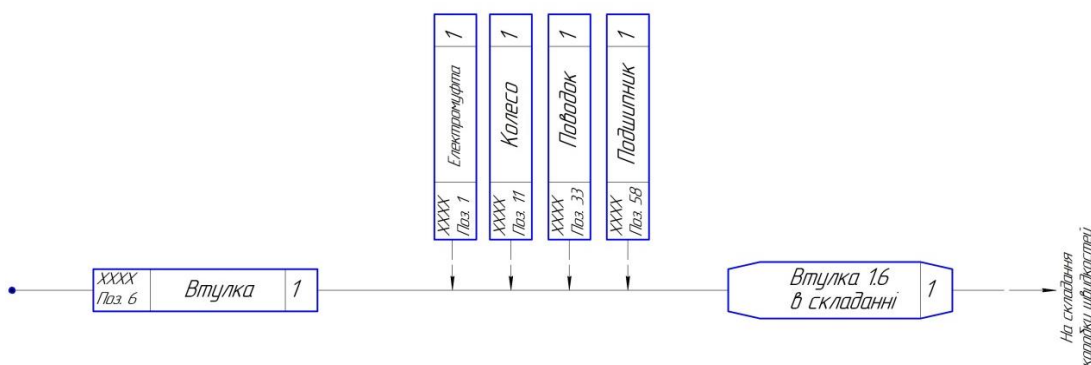


Рисунок 4.11 – Технологічна схема складання втулки 1.6 в складанні.

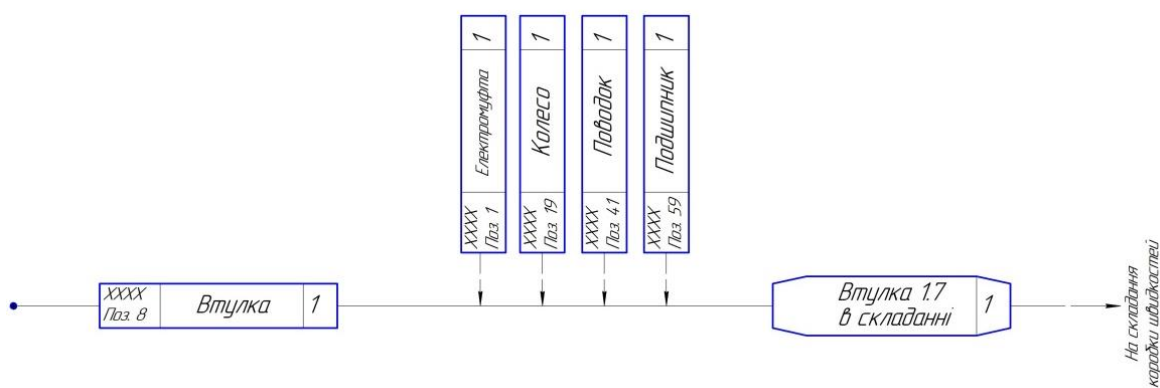


Рисунок 4.12 – Технологічна схема складання втулки 1.7 в складанні.

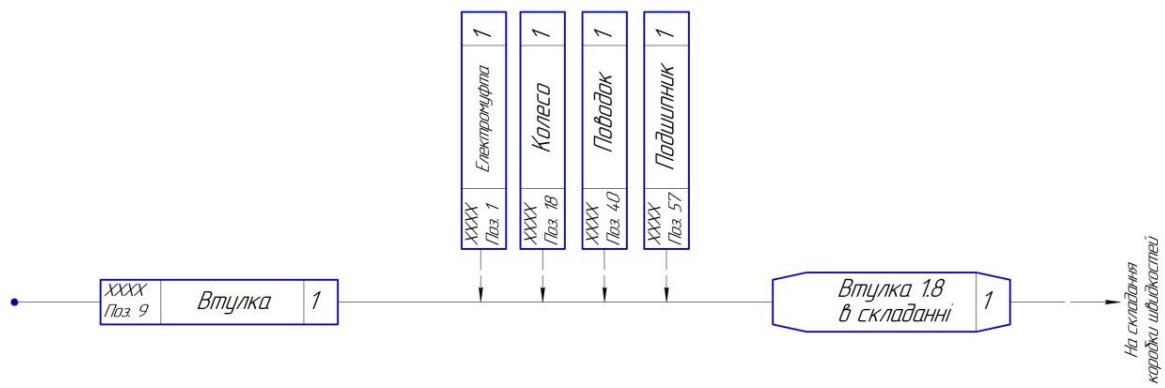


Рисунок 4.13 – Технологічна схема складання втулки 1.8 в складанні.

4.6 Висновок

Побудовано технологічну схему складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод. 5K32.



РОЗДІЛ 5

РЕЗУЛЬТАТИ НАУКОВО ДОСЛІДНОЇ РОБОТИ. ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПРИВОДУ ГОЛОВНОГО РУХУ ЗУБОФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА 5К32 З ВИКОРИСТАННЯМ НЕЧІТКОЇ ЛОГІКИ.

5.1 Загальні положення теорії нечіткої логіки.

Нечітка логіка дозволяє застосовувати концепцію невизначеності в логічних висновках. Спочатку вона розроблялася як засіб моделювання невизначеності природної мови, однак згодом коло завдань, в яких нечітка логіка дістала використання, значно розширилася. На цей час використовується для керування лінійними та нелінійними системами реального часу, під час розв'язання задач аналізу даних, розпізнавання, дослідження операцій та ін.

Апарат нечіткої логіки є розширенням класичної булевої логіки, він математично обґрунтований і за точністю можна порівняти з класичним, але разом зі значеннями «хибність» і «істина» дозволяє оперувати значеннями у проміжку між ними.. Для оцінювання ступеня істинності природна мова має спеціальні засоби (наприклад, «певною мірою», «дуже» та ін). Їх математичним аналогом є термінологія нечіткої логіки. У нечіткій логіці кількісне вираження значень змінної подаються не числами, а словами природної мови – термами. Для використання лінгвістичної змінної необхідно визначити точні значення її термів.. У загальному випадку максимальна кількість термів не обмежена і залежить лише від конкретних умов розглянутої задачі, типу лінгвістичної змінної, і необхідного точного описання. Обмеження більшого із термів зумовлене ємкістю короткочасної пам'яті людини, в якій, за сучасними уявленнями може зберігатися до семи одиниць інформації. Належність кожного точного значення до одного з термів лінгвістичної змінної визначається за допомогою функції належності. Її вигляд може бути довільним. На практиці зручно використовувати кусково-лінійні функції належності, що допускають

аналітичне подання у вигляді деякої простої математичної функції. Це спрощує не лише відповідні чисельні розрахунки, а й скорочує обчислювальні ресурси, необхідні для зберігання окремих значень цих функцій належності. Зараз сформувалося поняття про так звані стандартні функції належності (рис. 5.1).

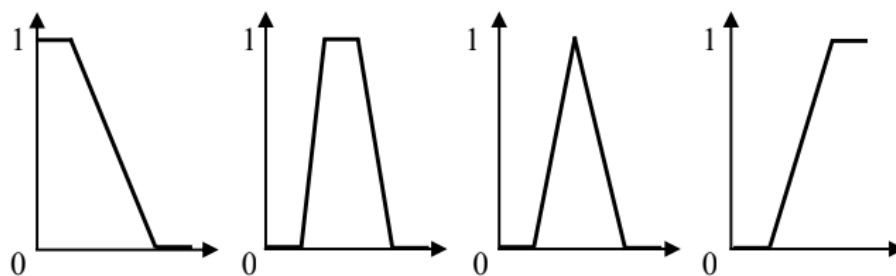


Рисунок 5.1 – Функції належності: а) Z – функція; б) трапецієподібна функція; в) трикутна функція; г) S – функція.

Z-подібні функції належності застосовують для завдання невизначеностей типу: «мала кількість», «невелике значення», «незначна величина», «низький рівень» і т. п.

Трапецієподібні і трикутні функції належності використовують для завдання невизначеностей типу: «приблизно дорівнює», «середнє значення», «розміщений в інтервалі», «подібний до об'єкта», «схожий на предмет» і т. п.

S-образні функції приналежності використовують для завдання невизначеностей типу: «велика кількість», «велике значення», «значна величина», «високий рівень» і т. п.

Стандартні функції належності застосовані для розв'язання більшості задач. Однак якщо належить розв'язувати специфічну задачу, можна вибрати і більш відповідну форму функції належності, при цьому можна досягнути кращих результатів роботи системи, ніж при використанні функцій стандартного вигляду. Для побудови функцій належності використовують прямі й непрямі методи, як правило, побудовані на експертному оцінюванні.

Прямі методи (відносних частот, параметричний, інтервальний та ін.) доцільно використовувати для вимірювальних властивостей, ознак і атрибутів, таких як швидкість, час, температура, тиск і т. п. При використанні прямих методів, як правило, буває достатньо зафіксувати вигляд функції належності та характерні точки, за якими дискретне подання функції належності апроксимується неперервним аналогом – найбільш придатною стандартною функцією належності.

Непрямі методи (парних порівнянь, оброблення статистичних даних, факторного і дискримінантного аналізу, ітеративного уточнення та ін.) використовують у тих випадках, якщо відсутні вимірювальні властивості об'єктів у розглядуваній предметній області. У свою чергу, залежно від кількості залучених до опитування експертів як прямі, так і непрямі методи поділяють на поодинокі і групові. Найбільш грубе оцінювання характеристик точок функції належності можна одержати шляхом опитування одного експерта, який визначає для кожного значення терма відповідне значення істинності.[16].

5.2 Методика застосування нечіткої логіки при виборі технологічного оснащення машинобудівних виробництв.

Завдання нечіткої логіки вирішується у такій послідовності:

1. Фазифікація.

Для переходу до нечіткості (фазифікації) точні значення вхідних змінних перетворюються на значення лінгвістичних змінних:

1.1. Для кожного терма обраної лінгвістичної змінної необхідно знайти числове значення або діапазон значень, що найкраще характеризують цей терм. Оскільки це значення або значення є «прототипом» описуваного терма, то для них вибирається одиничне значення функції належності.

1.2. Після визначення значень з одиничною належністю необхідно визначити значення параметра з належністю «0» до цього терма. Це значення

може бути вибране як значення з належністю «1» до іншого терма з кількості визначених раніше.

1.3. Після визначення екстремальних значень потрібно визначити проміжні значення. Для них вибирають трапецієподібну або трикутну функцію з кількості стандартних функцій належності.

1.4. Для значень, відповідних до екстремальних значень параметра, вибирають S - або Z-функції належності.

2. Обчислення ступеня істинності антецедента

Продукційне правило для описання залежностей між лінгвістичними змінними складається з антецедента (частина якщо ...) і консеквента (частина то...). Антецедент може містити більше однієї посилки. У цьому разі вони об'єднуються за допомогою логічних зв'язок та/або. Для визначення ступеня істинності лівої частини кожного з продукційних правил обчислюють значення функцій належності нечітких підмножин від відповідних значень вхідних змінних. До обчислених значень істинності можуть застосовувати логічні операції.

3. Модифікація нечітких підмножин консеквента

Модифікація нечітких підмножин консеквента полягає в зміні нечітких підмножин із правої частини правил виведення (після то...), у відповідності до значень істинності, одержаних при обчисленні ступеня істинності антецедента. Для виконання такої модифікації використовують один із двох методів: «мінімуму» та «похідної». Перший метод обмежує функцію належності множини, зазначеної в правій частині правила, значенням істинності лівої частини. У другому методі значення істинності лівої частини використовують як коефіцієнт, на який потрібно помножити значення функції належності. В обох випадках відбувається асоціювання змінної та функції приналежності, зазначених у правій частині. Результат виконання правила – нечітка множина.

4. Суперпозиція модифікованих підмножин

Під час визначення узагальненого результату необхідно враховувати всі правила. Виходи всіх правил обчислюються окремо, проте в правій частині декількох із них може бути зазначена одна й та сама нечітка змінна. Для об'єднання правил проводиться суперпозиція нечітких множин, пов'язаних із кожною із змінних.

5. Дефазифікація

На цьому етапі виконують скаляризацію – здійснюють перехід від нечітких значень величин до єдиного значення, що є результатом проведених обчислень. Для скаляризації може використовуватися метод Centroid defuzzification, згідно з яким за єдине підсумкове значення береться центр ваги функції належності нечіткої множини. Фігури розбиваються на трикутники довільної форми. Інший поширений підхід – використання методу Modal defuzzification, за якого за рішення береться максимальне значення функції належності. Вибір конкретних методів модифікації, суперпозиції та скаляризації нечітких підмножин здійснюється залежно від конкретних умов розв'язуваної задачі. [16].

5.3 Виконання практичного дослідження.

Розрахунком встановлено, що для фрезерування зубчастого колеса потрібен зубофрезерний верстат із двигуном 5,93 кВт.[18]. На ринку верстатів із двигуном такої потужності немає. Перевіримо доцільність придбання верстата 5K32 з двигуном $P_v = 7,5$ кВт і ціною 110 000 грн. За результатами експертизи можуть бути побудовані такі графіки функції належності (1 – максимальна достовірність судження, 0 – мінімальна).

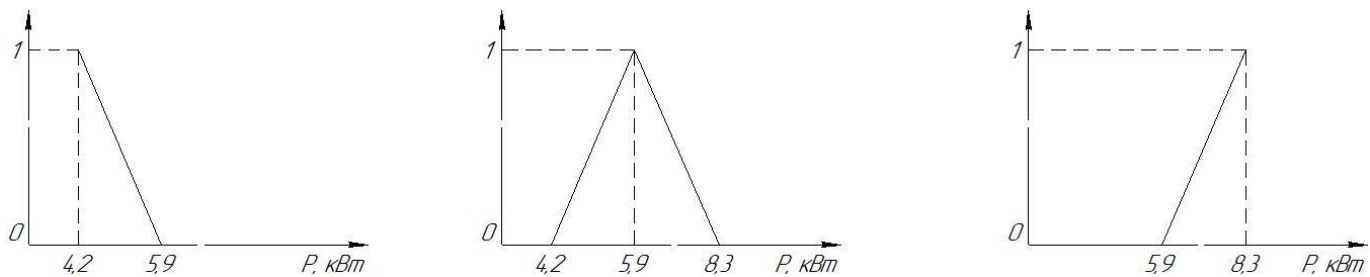


Рисунок 5.2 – Терми малої, оптимальної та високої потужності.

Мала потужність $\frac{5.9 - P_B}{5.9 - 4.2}$, оптимальна потужність – ліворуч

$\frac{P_B - 4.2}{5.9 - 4.2}$, праворуч $\frac{8.3 - P_B}{8.3 - 5.9}$, велика потужність $\frac{P_B - 5.9}{8.3 - 5.9}$

Одночасно прийнято, що вартість верстата можна описати такою функцією належності до нечітких підмножини допустимих витрат.

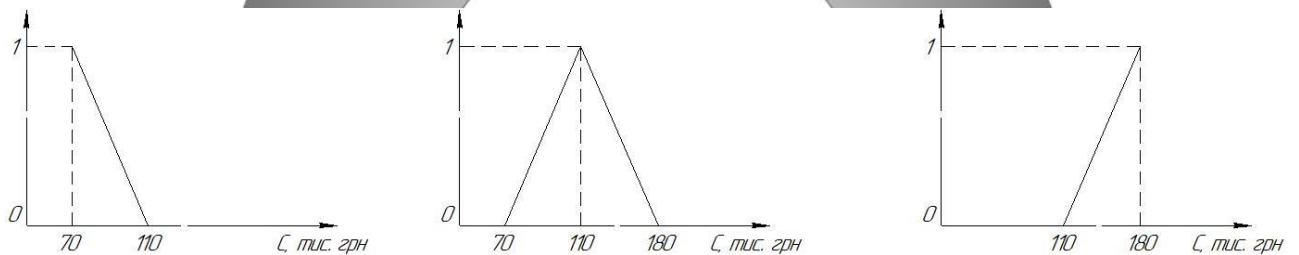


Рисунок 5.3 – Терми низької, середньої та високої вартості.

Низька вартість $\frac{110\ 000 - C}{110\ 000 - 70\ 000}$, середня вартість – ліворуч

$\frac{C - 70\ 000}{110\ 000 - 70\ 000}$, праворуч $\frac{180\ 000 - C}{180\ 000 - 110\ 000}$, велика

вартість $\frac{C - 110\ 000}{180\ 000 - 110\ 000}$

Для модифікації правої частини постульованого затвердження «якщо–то» використовують метод correlation-product encoding. Відповідно до значення істинності лівої частини використовують як коефіцієнт, на який необхідно помножити значення функції належності з правої частини.

Ступені входжень: для малої потужності $CB = 0$ ($7,5 > 5,9$),

для оптимальної потужності $CB = \frac{8.3 - 7.5}{8.3 - 5.9} = 0.333$, для великої

потужності $CB = \frac{7.5 - 5.9}{8.3 - 5.9} = 0.666$

Тоді модифікована функція належності для правої частини затвердження буде такою:

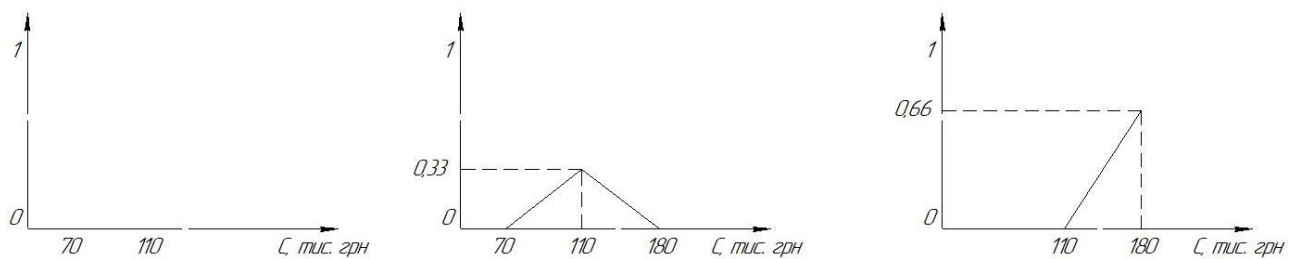


Рисунок 5.4 – Модифікація нечітких підмножин.

Для одержання узагальненого результату за нечіткою множиною в постульованій та констатованій частинах логічного висновку використовують метод Sum combination. При цьому суперпозиція функцій належностей нечітких множин визначається підсумовуванням усіх ділянок модифікованої функції належності.

Узагальнений графік набуває такого вигляду:

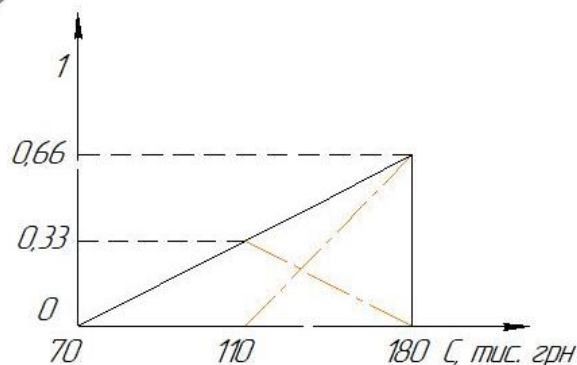


Рисунок 5.5 – Суперпозиція модифікованих множин.

Наявність експертної системи із заданими функціями належності дозволяє на основі нечітких логічних тверджень сформулювати загальні правила щодо вибору обладнання і вибирати обладнання таким чином, щоб його вартість не перевищувала типових критеріальних значень. Для переходу від нечітких підмножин до критеріїв вибору обладнання виконується скаляризація результату суперпозиції. При цьому для перетворення нечіткої множини в єдине рішення, що приймається на основі нечітких логічних тверджень, потрібно використовувати абсцису центра ваги узагальненої функції приналежності. Для знаходження центра ваги складної фігури її розбивають на прості складові частини і центр ваги складної фігури визначають за формулою

$$X_c = \frac{\sum F_i \cdot X_{c_i}}{\sum F_i}$$

де F_i , X_{c_i} – відповідно площі та абсциси складових простих фігур (центр ваги на перетині медіан трикутника, паралелограма – діагоналей).

В нашому випадку $X_c = 133,347$.

Звідси ціну зубофрезерного верстата 5К32 (110 000 грн) необхідно вважати допустимою.

5.4 Висновок.

Обґрунтовано вибір електродвигуна приводу головного руху зубофрезерного верстата 5К32 з використанням нечіткої логіки.

ВИСНОВКИ

В даній дипломній роботі була вивчена наукова, технічна та довідкова література з проблеми модернізації зубофрезерного верстата мод. 5K32. Базова модель верстата була порівняна з більш сучасним аналогом Gleason Pfauter P800, знайдені відмінності, недоліки та варіанти їх усунення.

Був розроблений проект модернізації приводу головного руху зубофрезерного верстата мод.5K32. Спроектована чотирьохвальна коробка швидкостей на 14 зубчастих коліс та 7 електромуфт Є1M122.

Був розроблений технологічний процес виготовлення вхідного валу коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод. 5K32. В технологічному процесі використовується сучасне обладнання, оснащення, різальний інструмент а також комплексні багатоцільові операції на фінішних етапах.

Побудована технологічна схема складання коробки швидкостей зубофрезерного верстата мод. 5K32. Коробка швидкостей була розчленована на складальні одиниці виходячи з можливості з'єднання деталей та зручності складання. Забезпечується можливість здійснення паралельного складання.

Було обґрунтовано вибір електродвигуна приводу головного руху зубофрезерного верстата 5K32 з використанням нечіткої логіки. Придбання верстата 5K32 необхідно вважати доцільним.

Після впровадження запропонованих модернізацій верстат 5K32 майже не буде за своїми характеристиками поступатися сучасним аналогам і зможе вести економічно-ефективну обробку.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Паспорт универсальные зубофрезерные станки 5К32, 5К32А, 5К32П. Станкоимпорт СССР Москва, 1974. – 92с.
2. Колев, Н.С. Металлорежущие станки. Учеб. пособие для вузов / Н. С. Колев, Л. В.Красниченко, Н. С. Никулин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. - Москва: Машиностроение, 1980. – 500 с., ил.
3. Лоскутов В.В. Зубообрабатывающие станки. Ничков А.Г. - М.: Машиностроение, 1978. - 192 с.
4. Булдаков Е.А. Зубофрезерные станки. 1969. -39 с.
5. С. А. Чернавский Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / К. Н. Боков, И. М. Чернин и др. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987.- 416 с.3. Пуш В. Э.
Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів
6. В. Э. Пуш Конструирование металлорежущих станков / М. : Машиностроение, 1977. – 390 с.
7. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование : учеб. пос. / Минск : Вышэйшая школа, 1991. – 382 с.
8. Зеленский О.В., Петров А.С. Справочник по проектированию ленточных конвейеров / Петров А.С - М.: Недра. 1986. - 223 с.
9. Ромакин Н. Е. Конструкция и расчет конвейеров, М.:Тонкие наукоёмкие технологии. 2011. – 504 с.
10. Р. А. Волков Конвейеры: Справочник / А. Н, Гнутов, В. К. Дьячков и др, Под общ. ред. Ю. А. Пертена. изд. Машиностроение, 1984 год. 367 стр.

11. Д. А. Локтев Современные методы и технологические решения эффективной обработки зубчатых колес горных машин. Технополис, 2009, - 25 с.

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

13. М.М.Коротун Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи «Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів» – Суми: Вид – во СумДУ, 2009. – 23 с.

14. В. Г. Євтухов Методичні вказівки до кваліфікаційної роботи бакалаврів : для студ. спец. 6.05050201 «Технології машинобудування» – Суми : СумДУ, 2017. – 44 с.

15. О. М. Алексеев Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи з теми «Побудова технологічної схеми складання виробів верстатобудування» з курсу «Професійна комп'ютерна підготовка в проектуванні обладнання загального машинобудування» – Суми : Сумський державний університет, 2020. – 32 с.

16. О. М. Алексеев Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи «Застосування нечіткої логіки при виборі технологічного оснащення машинобудівних виробництв» із курсу «Професійна комп'ютерна підготовка в проектуванні обладнання загального машинобудування» / О. Д. Спеваков. – Суми : Сумський державний університет, 2018. – 21 с.

17. Оформлення дослідної роботи. Складання списку використаної літератури [Електронний ресурс]. / Режим доступу : <http://discovery.4uth.gov.ua/oformlenna-doslidnoie-roboti/skladanna-spisku-vikoristanoie-literaturi>.

18. Machining power [Електронний ресурс]. / Режим доступу : <http://https://mpwr.iscar.com/MachiningPower>.

19. ДСТУ ГОСТ 7.1:2006. Бібліографічний запис, бібліографічний опис. Загальні вимоги та правила складання : метод. рекомендації з впровадження.

20. ДСТУ 3008-2015. Інформація та документація. Звіти у сфері науки і техніки. Структура та правила оформлювання. – На заміну ДСТУ 3008–95.

21. ГОСТ 23360-78. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки.

22. ГОСТ 2.770-68 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.

23. ГОСТ 2.703-68 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Правила выполнения кинематических схем.

24. ГОСТ 21574-88 Муфты электромагнитные многодисковые с магнитопроводящими дисками.

25. ДСанПіН 3.3.2.007-98. Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин.

26. ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов по безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

27. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.

28. СН 3223-85 (ДНАОП 0.03-3.14-85) Санітарні норми допустимих рівнів шуму на робочих місцях.

29. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда. Шум. Общие требования безопасности

30. СНиП 2.04.05-91. Отопление, вентиляция и кондиционирование.

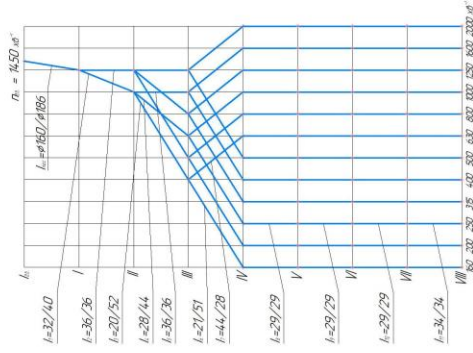
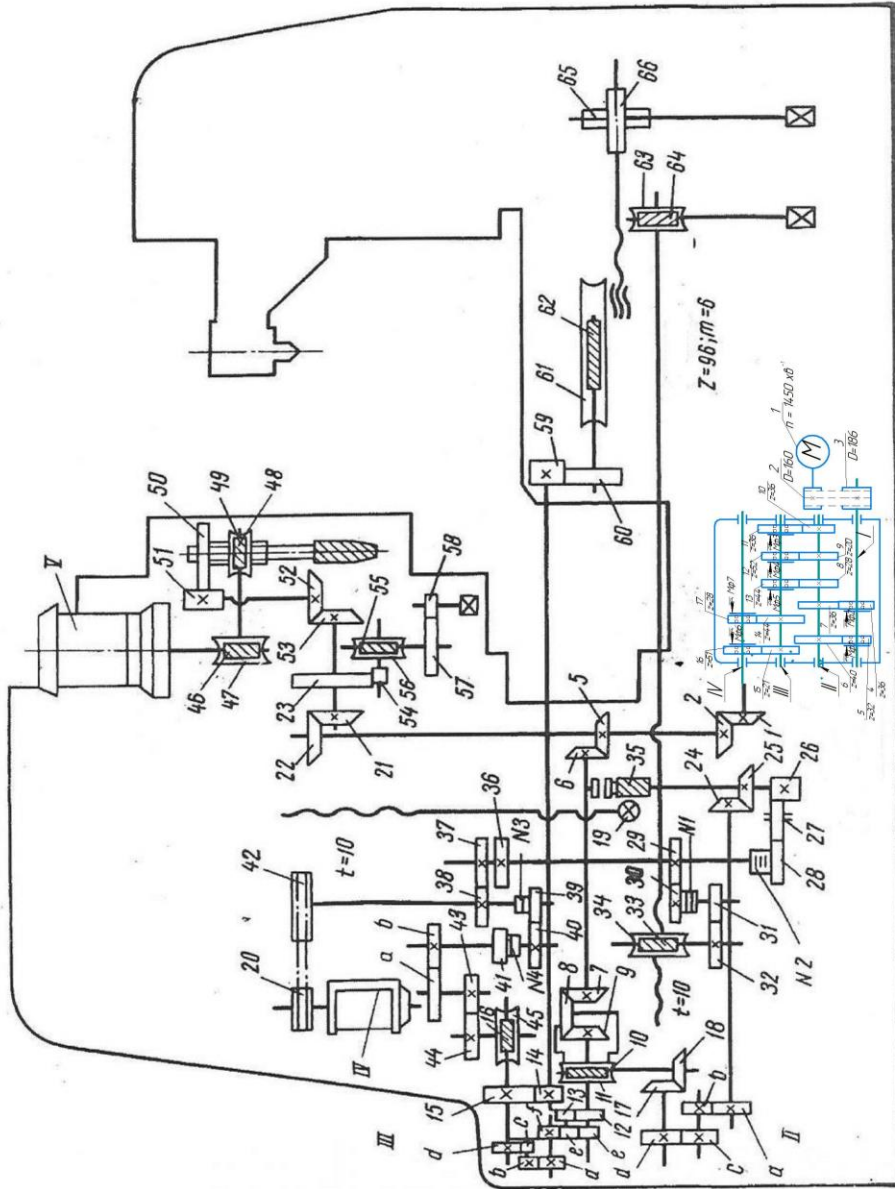
31. СН 2152-80. Санитарно-гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных помещений.

32. ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны.



Додаток А -Кінематична схема зубофрезерного верстата мод. 5К32.

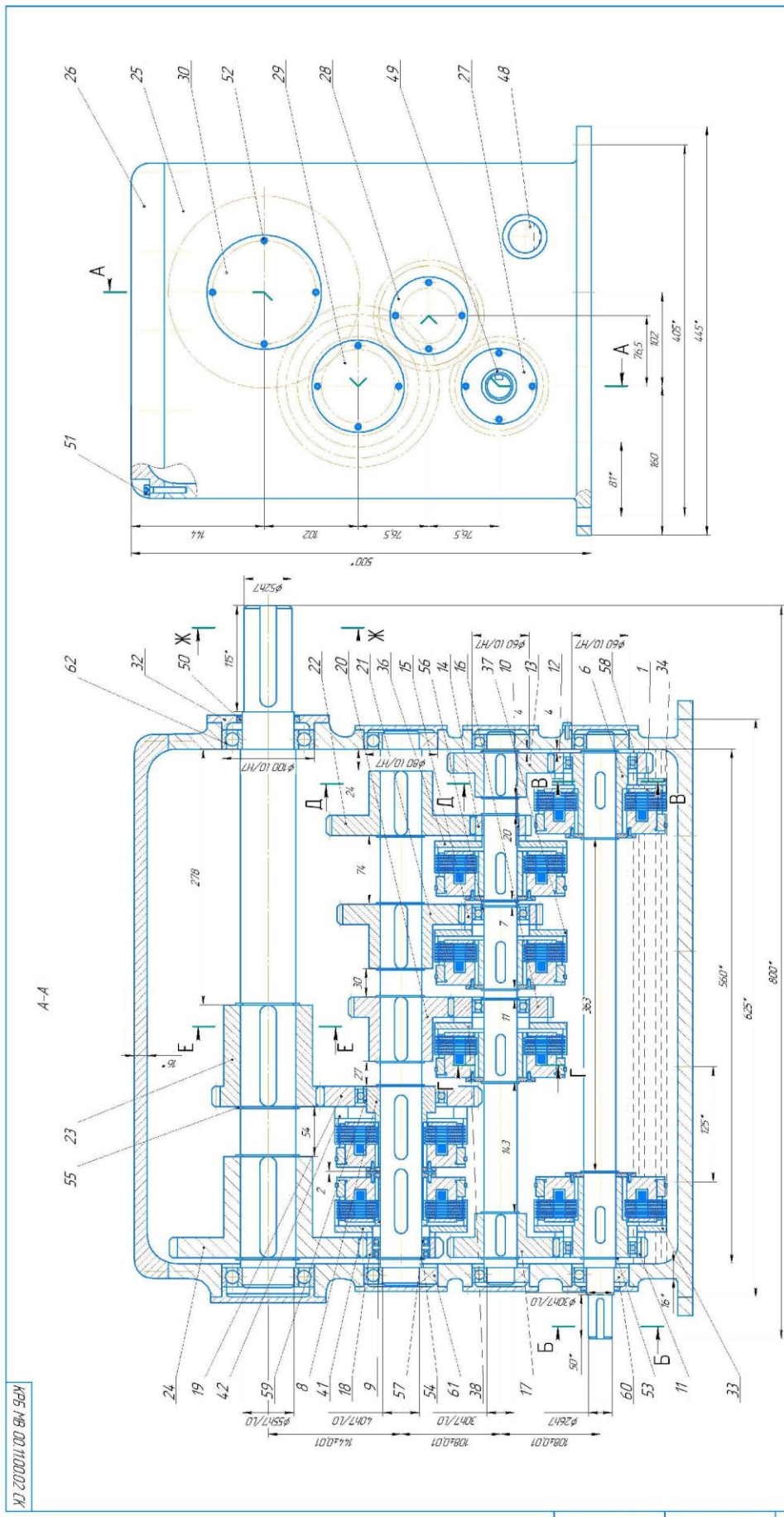
КРБ МВ 00.1100.01



Лист №	Кол-во	Лист	Лист
1	1	1	1

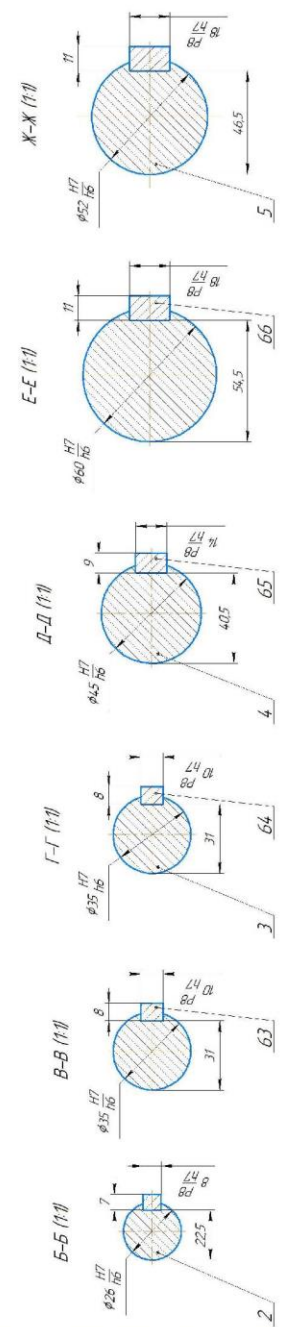
КРБ МВ 00.1100.01			
Кінематична схема			
Верстата 5К32			
Лист	Кол-во	Лист	Лист
1	1	1	1
Суміш В-51-7			

Додаток Б -Креслення коробки швидкоостей зубофрезерного верстата мод. 5К32.



Технические характеристики
 1. Количество скоростей 12
 2. Скорость вращения выходного вала об/мин 160-2000
 3. Наибольший передаточный коэффициент 1/100 549 600.

Технические требования
 1. Припуск поверхности стелости стальных
 4Ф-2 ГОСТ 10771-73
 2. Коробку чистить маслом ИС-20М ГОСТ 20799-75
 по рабочей температуре.



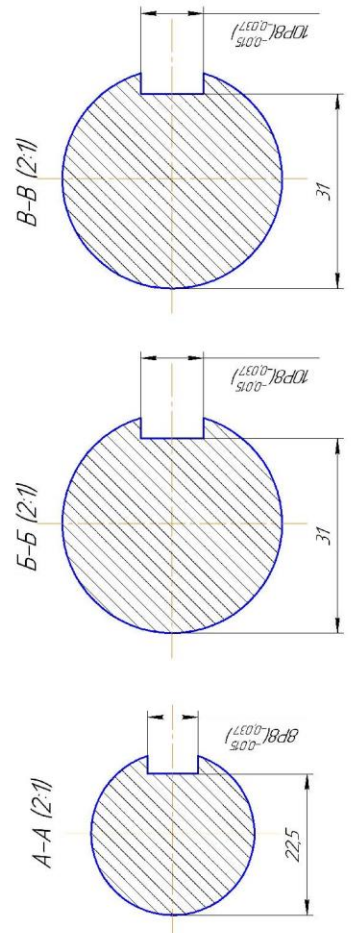
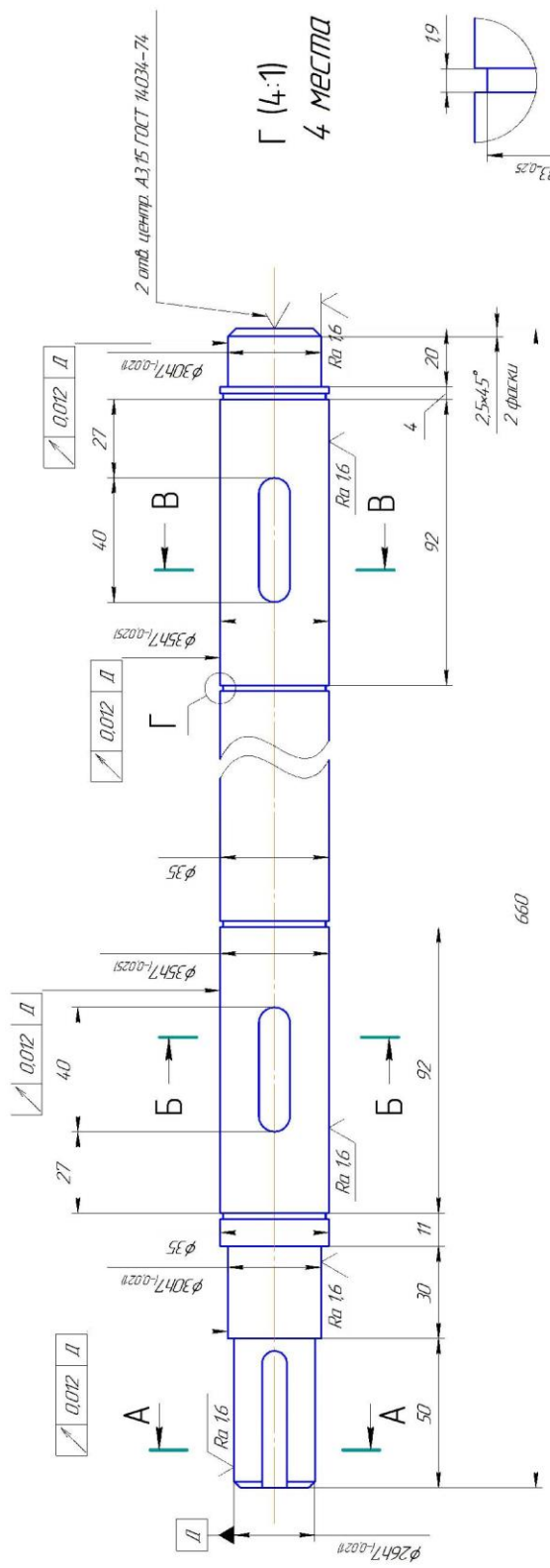
КРФС МВ 00.1100.02 СК		Лист	Кол-во
1	Коробка скоростей (Сборочный чертеж)	1	12
2		1	6
3		1	6
4		1	6
5		1	6
6		1	6
7		1	6
8		1	6
9		1	6
10		1	6
11		1	6
12		1	6
13		1	6
14		1	6
15		1	6
16		1	6
17		1	6
18		1	6
19		1	6
20		1	6
21		1	6
22		1	6
23		1	6
24		1	6
25		1	6
26		1	6
27		1	6
28		1	6
29		1	6
30		1	6
31		1	6
32		1	6
33		1	6
34		1	6
35		1	6
36		1	6
37		1	6
38		1	6
39		1	6
40		1	6
41		1	6
42		1	6
43		1	6
44		1	6
45		1	6
46		1	6
47		1	6
48		1	6
49		1	6
50		1	6
51		1	6
52		1	6
53		1	6
54		1	6
55		1	6
56		1	6
57		1	6
58		1	6
59		1	6
60		1	6
61		1	6
62		1	6



Додаток Г - Креслення вхідного вала коробки швидкозрезної зубофрезерного верстака мод. 5К32.

ДРМ МВ 00.11.00.03

Ra 3,2



1. HRC 32...36
2. H₁₄, h₁₄, ± 2
3. Невказанные размеры радиусов не более 0,4 мм
4. Острые кромки притупить, фаской 0,6x45°
5. Материал - закалённая сталь 45 ГОСТ 1050-88

ДРМ МВ 00.11.00.03			
Вал входной			
Сталь 40Х ГОСТ 1050-88 СумДУ, ВИМ-91			

Додаток Е

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

Е.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів під час модернізації зубофрезерного верстата мод. 5К32 з використанням інтернет-технологій.

Проведемо аналіз умов праці у кімнаті, де проходить розробка модернізації зубофрезерного верстата мод. 5К32 з використанням інтернет-технологій.

Основними нормативно-правовими актами, які регулюють правила охорони праці під час експлуатації ПК можна назвати наступні:

- Наказ Держгірпромнагляду України «Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин» від 26 березня 2010 р. № 65;
- Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПіН 3.3.2.007-98, затверджені постановою Головного державного санітарного лікаря України від 10 грудня 1998 р. № 7;
- Примірна інструкція з охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин, затверджена наказом Міністерства доходів і зборів України від 5 вересня 2013 р. № 443.

Приміщення, в яких планується установка та подальша робота з комп'ютером, повинні відповідати проектній документації будинку, погодженій з уповноваженими державними органами. Крім того, потрібно враховувати санітарні нормативи освітлення, вимоги до параметрів мікроклімату (температура, відносна вологість), ступеня і сили вібрації, звукового шуму і вогнестійкості приміщення, а також характеристики електромагнітного, ультрафіолетового та інфрачервоного полів.

Усі зазначені вище параметри санітарних норм можуть негативно впливати на здоров'я робітників, якщо їх показники не будуть знаходитися в

допустимих межах, які можна знайти в Державних санітарних правилах і нормах роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин ДСанПН 3.3.2.007-98, затверджених Постановою Головного державного санітарного лікаря України №7 від 10 грудня 1998 року.

Розмір одного робочого місця має становити не менше 6 квадратних метрів.

Площа кімнати в якій проводились розрахунки $18,5 \text{ м}^2$, а обсяг – $46,25 \text{ м}^3$.

Робоче місце розміщено на відстані 0,5 м від вікна., природне освітлення падає з лівої сторони.

Робота проводиться за ПК.

Розміри робочого столу: висота – 795 мм, довжина – 1325 мм, ширина – 670 мм.

Конструкція робочого місця забезпечує підтримання оптимальної робочої пози (при роботі сидячі): ступні ніг – на підлозі, стегна – в горизонтальній площині, передпліччя – вертикально, лікті – під кутом 90° до площини, зап'ястя під кутом 180° відносно горизонтальної площини, нахил голови – 90° відносно вертикальної площини.

Конструкція крісла створює умови для підтримки фізіологічного раціонального положення зі збереженням природних вигинів зроста, а також забезпечує зниження статичного напруження м'язів шийно-плечової області спини та не ускладнює робочих рухів.

Розташування екрана дисплея в робочій зоні забезпечує зручність зорового спостереження у вертикальній площині під кутом 30° від нормальної лінії погляду.

Відстань від екрана до очей дорівнює розміру екрана по діагоналі 46 см (19 '') = 460 мм.



Рисунок Е.1 – Правильне положення працівника при роботі з комп'ютером

Рівень освітленості на робочому столі 350 лк.

Рівні звукового тиску в октавних смугах частот, рівні звуку та еквівалентні рівні звуку на робочих місцях мають відповідати вимогам СН 3223-85, ГОСТ 12.1.003-83, ГР 2411-81.

Кімната знаходиться в будинку, яке не оточене виробничими цехами.

Мікроклімат у приміщеннях, головним чином, визначається температурою, швидкістю руху повітря та відносною вологістю повітря. Значення нормативних параметрів мікроклімату визначаються відповідно до ГОСТ 12.1.005 (див. табл. Е.1).

Таблиця Е.1 – Мікроклімат у кімнаті

Параметр	Період часу	Фактична величина	Нормативна величина
Температура, °С	Теплий період	25	22...28
	Холодний період	21	21...25
Відносна вологість, %	Теплий період	40	40...60
	Холодний період	40	40...60
Швидкість руху повітря, м/с	Теплий період	0,1	0,1...0,2
	Холодний період	0,1	≤0,1

Чистота повітря в робочій зоні відповідає ГОСТу 12.1.005: наявність озону не перевищує $0,1 \text{ мг / м}^3$, наявність оксидів азоту не перевищує 5 мг / м^3 ; наявність пилу не перевищує 4 мг / м^3 .

Сумський державний університет
Кафедра технології машинобудування,
верстатів та інструментів

Е.2 Розрахунок конденсації

Конденсація повітря – це створення і автоматична підтримка в приміщеннях незалежно від зовнішніх умов постійних або змінних за певною програмою температури, вологості, чистоти і швидкості руху повітря, найбільш сприятливих для людей або необхідних для нормального протікання технологічного процесу. На промислових підприємствах конденсація повітря застосовується або для забезпечення комфортних (оптимальних) санітарно-гігієнічних умов, створення яких звичайною вентиляцією неможливо, або як складова частина технологічного процесу.

Розрахунок конденсації проведемо використовуючи формулу для знаходження кратності повітрообміну k :

$$k = \pm \frac{L}{s},$$

де: L – кількість повітря, що подається (+) або видаляється (-) з приміщення, $\text{м}^3 / \text{год}$;

s – обсяг приміщення, м^3 .

За цією формулою визначимо необхідний обсяг повітря, що видаляється, обравши кратність з довідника $k = 3$ (повинно бути не менше 3).

Розрахуємо:

$$L = 3 \cdot 46,25 = 138,75 \text{ (м}^3/\text{год)}$$

Тепер використовуючи формулу

$$L = 3600 \cdot v \cdot F_n,$$

де: L – кількість повітря, що видаляється протягом години витяжкою або парасолькою (ковпаком);

v – середня швидкість всмоктування повітря у відкритий проріз шафи (парасольки) $\text{м}/\text{с}$ (0.5 – 1.7 $\text{м}/\text{с}$ в залежності від токсичності і летючості газів і парів);

F_n – площа відкритої щілини, м^2 .

Прийнявши $v = 0,8 \text{ м}/\text{с}$, знайдемо площу відкритої щілини:

$$F_n = \frac{138,75}{3600 \cdot 0,8} = 0,048 \text{ (м}^2\text{)}$$

В результаті цього розрахунку ми отримали, що кількість повітря, що видаляється протягом години витяжкою, для нашого приміщення повинно бути $138,75 \text{ м}^3 / \text{год}$, а площа відкритої щілини – $0,044 \text{ м}^2$.