

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення конструкції приводу подач
вертикально-свердлильного верстата з максимальним діаметром
свердління 32 мм

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

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)

	(підпис)	Світановський Н.М. (прізвище та ініціали)
Керівник	(підпис)	Крупа В.В. (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	(підпис)	Кобельник В.Р. (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	(підпис)	Крупа В.В. (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис)	(прізвище та ініціали)

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

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра Конструювання верстатів, інструментів та машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Крупа В.В.
(підпис) (прізвище та ініціали)
« » 20__ р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня магістра
(назва освітнього ступеня)
за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту Світановському Назарію Михайловичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення конструкції приводу подач вертикально-свердлильного верстата з максимальним діаметром свердління 32 мм

Керівник роботи Крупа Володимир Васильович, канд. техн. наук., доц.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 08 » листопада 2024 року № 4/7-1066

2. Термін подання студентом завершеної роботи 20 грудня 2024 року
3. Вихідні дані до роботи Паспорт базової моделі вертикально-свердлильного верстата кресленики приводів подач свердлильних верстатів, бази даних патентів та наукових публікацій з вибраної тематики
4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)
1. Аналітичний розділ. 2. Проектний розділ. 3. Дослідний розділ
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)
1. Кінематична схема верстату – 1 ф А1; 2. Коробка подач: складальне креслення – 2 ф А1
3. Патентних досліджень коробок та механізмів подач —плакатний лист; 4.
4. Дослідження елементів коробки подач – 4-5 плакатів;

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та	Сеник А.А.. доцент каф ВІ		
Безпека в надзвичайних ситуаціях	Клепчик В.М., ст. викл. каф. ОХ		

7. Дата видачі завдання 11.12.2023

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

Студент

(підпис)

Світановський Н.М.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Крупа В.В.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Було проаналізовано та описано особливості конструкції та технічні характеристики верстату. Описано його роботу. А також роботи окремих елементів. Проаналізовано верстати аналогічного призначення, зокрема їхніх технічних характеристик, основними з яких є найбільший діаметр різання, максимальна потужність та частота обертання шпинделя. Проведено модернізацію конструкції приводу подач верстата, яка полягає у: більш щільному розміщенні частот обертання в діапазоні, практично аналогічному діапазону верстата-прототипу, що дає змогу точніше добирати режими різання під час обробки.

Проведено кінематичний розрахунок приводу, силовий розрахунок основних елементів попередній розрахунок валів на міність. Виконано розрунок сил, що діють на вали. Проведений статичний та динамічний розрахунок валів, а також статичний і динамічний аналіз найбільш навантаженого вала у зборі з використанням програмного продукту SolidWorks, а саме його додатку SolidWorks Simulation

Ключові слова: привід подач верстата, розрахунок, характеристика, вал.

SUMMARY

The design features and technical characteristics of the machine are analyzed and described. Its operation is described. As well as the operation of individual elements. Machines of similar purpose are analyzed, in particular their technical characteristics, the main of which are the largest cutting diameter, maximum power and spindle speed. The design of the machine's feed drive was modernized, which consists in: a denser placement of rotational speeds in a range almost similar to that of the prototype machine, which allows for more accurate selection of cutting modes during machining.

The kinematic calculation of the drive, the force calculation of the main elements of the preliminary calculation of the shafts for mineability were performed. The forces acting on the shafts were calculated. The static and dynamic calculation of the shafts, as well as the static and dynamic analysis of the most loaded shaft assembly using the SolidWorks software product, namely its SolidWorks Simulation application, were performed.

Keywords: machine tool feed drive, calculation, characterization, shaft

ЗМІСТ

ВСТУП	9
1.АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	12
1.1.Призначення, технологічні можливості базової моделі верстата	12
1.1.1 Технологічні можливості верстата	12
1.1.2. Технічна характеристика верстата 2С132	13
1.1.3. Система змащення верстата	14
1.2 Аналіз компонування і кінематичних особливостей приводу подач верстата-прототипа	17
1.3 Аналіз верстатів аналогічного призначення та їх приводів подач	20
1.4 Патентний аналіз приводів подач свердлильних верстатів	25
1.5 Аналіз публікацій з вибраної тематики	32
1.6. Висновки по розділу	33
2. ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ	34
2.1 Розрахунок швидкості різання та частоти обертання	34
2.1.1 Визначення роказника геометричного ряду частоти обертання шпинделя	34
2.1.2. Розрахунок сили та потужності різання	34
2.1.3 Аналіз результатів попередніх досліджень, дослідження схем формоутворення і компоновочних рішень.	34
2.1.4 Побудова загальної матриці компоновки верстату	37
2.1.5 Вибір оптимальної схеми компоновки	37
2.2 Силовий розрахунок основних елементів	39
2.2.1 Визначення розрахункових частот обертання валів приводу	39
2.2.2 Визначення потрібної величини потужності подачі виконавчого органу верстата	40
2.2.3 Визначення величини потужності та крутних моментів на валах приводу.	41
2.2.4 Розрахунок модулів зубчастих коліс	43

2.2.5 Попередній розрахунок валів на міцність	50
міцність	
2.2.6 Розрахунок характеристик міцності валів . Визначення сил, що діють на вали	51
2.2.7 Розрахунок шпонкових з'єднань	52
2.2.8 Розрахунок підшипників кочення	54
2.3 Вибір та опис механізмів системи керування	55
2.4 Опис конструкції модернізованої коробки подач	56
2.5 Висновок по розділу,	56
3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	57
3.1. Методика проведення досліджень та аналіз вихідних даних дослідження	57
3.2. Дослідження напружено-деформованого стану і переміщень валів модернізованої коробки швидкостей засобами CAE	57
3.2.1 Розрахунок вала VIII	57
3.2.2 Розрахунок вала IX	60
3.2.3 Розрахунок вала X	64
3.2.4 Розрахунок вала XI	67
3.2.5 Розрахунок вала XII	70
3.3 Динамічний розрахунок валів коробки подач	74
3.3.1 Динамічний розрахунок вала VIII	74
3.3.2 Динамічний розрахунок вала IX	74
3.3.3 Динамічний розрахунок вала X	75
3.3.4 Динамічний розрахунок вала XI	76
3.3.5 Динамічний розрахунок вала XII	77
3.3.6 Статичний розрахунок вала XII в зборі	78
3.3.7 Динамічний розрахунок вала XII в зборі	80
3.5 Висновки по розділу	81

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	82
4.1 Охорона праці.	82
4.1.1 Психологічне здоров'я працівників. Вплив стресу та методи підтримки психологічного благополуччя на роботі.	82
4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях. Стихійні лиха. Стратегії підготовки до стихійних лих.	85
4.2.1 Стихійні лиха. Стратегії підготовки до стихійних лих	85
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	90
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	91
ДОДАТКИ	100

ВСТУП

Актуальність теми. Основні причини актуальності цієї теми полягають у необхідності підвищення ефективності виробничих процесів, зниження витрат на експлуатацію та обслуговування обладнання, а також забезпечення високих стандартів безпеки на робочих місцях.

По-перше, вдосконалення конструкції приводу може суттєво підвищити точність та продуктивність вертикально-свердлильних верстатів, що є критично важливим у сучасному виробництві. Поліпшення точності обробки деталей дозволяє зменшити кількість браку і, відповідно, підвищити економічну ефективність підприємства.

По-друге, оптимізація конструкції приводу сприяє зниженню витрат на енергію та матеріали. Сучасні рішення у сфері привідних механізмів дозволяють розробляти більш енергоефективні системи, що зменшують споживання електроенергії і, таким чином, сприяють збереженню природних ресурсів та зниженню експлуатаційних витрат.

По-третє, удосконалення приводу може збільшити довговічність та надійність верстата. Це дозволяє зменшити кількість зупинок на ремонт і обслуговування, що позитивно впливає на безперервність виробничих процесів і загальну продуктивність підприємства.

І, нарешті, забезпечення високих стандартів безпеки є одним із найважливіших аспектів у розробці нових конструкцій. Більш надійні та безпечні приводи знижують ризик аварійних ситуацій, що забезпечує здоров'я та безпеку працівників на виробництві.

Тому удосконалення конструкції приводу подач вертикально-свердлильного верстата є не лише технічно важливим завданням, а й питанням економічної доцільності та забезпечення безпеки на виробництві.

Метою роботи є підвищення ефективності процесу свердління, за рахунок удосконалення коробки подач вертикально-свердлильного верстату.

Основні завдання :

1. Провести аналіз технологічних можливостей верстата-прототипа для подальшої роботи по модернізації
2. Здійснити кінематичний та силовий розрахунок приводу коробки подач
3. Провести модернізацію коробки подач, що відповідає вимогам механічної міцності, довговічності, простоти виготовлення, складання, експлуатації та ремонту
4. Розробити складальне креслення приводу коробки подач
5. Провести статичний та динамічний аналіз валів та найбільш навантаженого валу в зборі

Об'єкт дослідження – привод коробки подач вертикально-свердлильного верстата

Предмет дослідження – кінематичні, силові та динамічні характеристики приводу коробки подач вертикально-свердлильного верстата.

Методи дослідження – Основним у роботі є комплексний підхід до модернізації та удосконалення конструкції приводу коробки подач з урахування частоти обертання валів, потужності та крутних моментів на валах приводу. Для дослідження статичних та динамічних характеристик застосовано CAE систему SolidWorks Simulation.

Наукова новизна отриманих результатів. Набула подальшого розвитку теорія модернізації приводу коробки подач та дослідження напружень, переміщень та деформацій на валах приводу.

Практичне значення отриманих результатів. Проведена модернізація конструкції дає можливість краще та точніше підбирати режими різання під час обробки

Апробація. Результати досліджень за тематикою магістерської роботи доповідались на Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальні задачі сучасних технологій» (Тернопіль, 11-12 грудня 2024 року) і опубліковує в збірнику тез доповідей цієї конференції.

1 .АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Призначення, технологічні можливості базової моделі верстата

1.1.1 Технологічні можливості верстата

Верстат 2С132 є вертикально свердлильним верстатом, що дає змогу обробляти отвори різної форми різальним інструментом. На верстаті можливе виконання таких операцій механічної обробки [1; 3 – 5]:

- свердління;
- зенкерування;
- розсвердлювання;
- розвертування;
- цекування;
- зенкування;
- нарізування внутрішньої різьби мітчиками.

Крім того, можливо розширити технологічні можливості верстата завдяки застосуванню спеціального допоміжного інструменту, що дає змогу, наприклад, обробляти канавки в отворах, сферичні поверхні, фасонні пази, тощо.

Приклад комплексної деталі із властивими для цього верстата оброблюваними поверхнями представлена на рисунку 1.1.

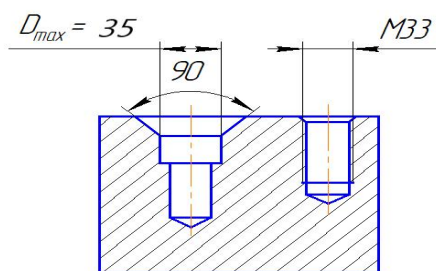


Рисунок 1.1 – Приклад комплексної деталі верстата 2С132

1.1.2 Технічна характеристика верстата 2С132

Основні параметри та розміри верстата наведено в таблиці 1.1. [1]:

Таблиця 1.1 – Основні параметри розмірів верстата

Параметри, технічні характеристики		Значення
Клас точності		Н
Найбільший діаметр свердління по м'якій сталі, Сталь 45, мм		32
Виліт шпинделя, мм		155
Найбільший хід шпинделя, мм		250
Найбільша відстань від кінця шпинделя до робочої поверхні стола, мм		750
Кількість частот обертів шпинделя		12
Границі частот обертів шпинделя на хвилину	найбільше	1400
	найменше	31,5
Кількість подач		9
Найбільше зусилля подачі, кГс		1500
Подача шпинделя, мм/об	найбільша	1,6
	найменша	0,1
Габарити робочого стола, мм	ширина	500
	довжина	500
Габаритні розміри верстата, мм	довжина	1050
	ширина	850
	висота	3000
Найбільше переміщення стола, мм		500
Потужність привода головного руху, кВт		4
Розмір конуса шпинделя		№4
Маса верстата, кг		1450

1.1.3 Система змащення верстата

Система змащення верстата представлена на аркуші КРМ 23-645.00.00.001, на рисунку 1.2 та описана у таблиці 1.2.

Нормальна робота системи змащення необхідна для стабільної експлуатації верстата. Якщо мастило перестало надходити в контрольний маслопоказчик, верстат повинен бути негайно вимкнений і усунена несправність

Перед тим як залити масло необхідно промити всі масляні ємності бензином або гасом, заповнити їх потім сортом мастила, зазначеним у «Схемі змащення».

Рівень мастила в свердлильній голівці контролюється за мастловказівником. Зміну мастила рекомендується проводити перший раз через 20 днів роботи, а потім через кожні три місяці.

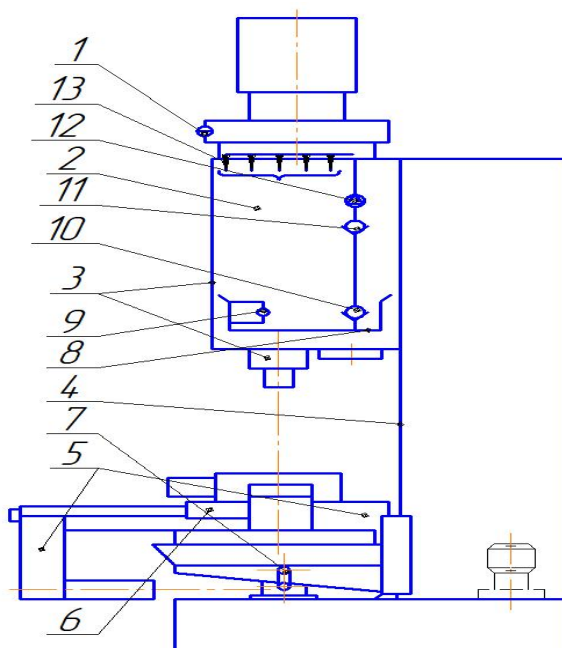


Рисунок 1.2 - Загальний вигляд верстата із зазначенням усіх місць змащення

Необхідно кожні три місяці перевіряти роботу системи змащення. Перед початком роботи на верстаті відразу ж після увімкнення обертання шпинделя вправо перевірити роботу маслonasоса. Контроль проводити за показчиком на передній стінці свердлильної головки. При нормальній роботі насоса масло

повинно безперервно потрапляти на вказівне скло. Тільки переконавшись у нормальній роботі насоса і змастивши всі інші точки, можна приступити до роботи на верстаті. За відсутності подачі масла на вказівне скло або в інші точки змащення необхідно негайно зупинити верстат і усунути несправність системи змащення [2; 3 – 5].

Схему системи змащення і карту змащення верстата представлено в графічній частині проєкту.

Система змащення модернізованої коробки швидкостей аналогічна верстату-прототипу 2С132.

Таблиця 1.2 Змащення верстата

Позиція	Об'єкт змазки	Вузли	Спосіб змащення	Змащувальний матеріал, марка	Періодичність змащування вузлів
1	Масловка-зівник	Корпус свердлильно ї головки	-	-	-
2	Підшибники, зубчасті колеса	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	Циркулярний від насоса	Масло І-20А ГОСТ 20799-75	1 раз в 6 місяців
3	Опори шпинделя	Корпус свердлильно ї головки	Набивка	Змазка ЛКС-2 ТУ38.1011015-85	1 раз в 2 роки
4	Направляючі колони	Колона, стіл, плита	Поверху	Масло І-20А ГОСТ 20799-75	1 раз в зміну
5	Опори шарикового гвинта хрестового стола	Стіл	Набивка	Змазка ЦИАТИМ-201 ГОСТ 6267-74	1 раз в 6 місяців

Продовження таблиці 1.2

6	Гайка шарикової гвинтової пари	Стіл	Циркулярний підвід	Масло ІНСп- 65 ТУ38.101672- 77	Дозування в залежності від часу
7	Валик підйому стола	Стіл	Прес- маслянка	Змазка ЦИАТИМ- 201 ГОСТ 6267-74	1 раз в 6 місяців
8	Масляний резервуар	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	-	-	-
9	Масловказів ник	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	-	-	-
10	Зворотній клапан	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	-	-	-
11	Зворотній клапан	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	-	-	-
12	Насос	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	-	-	-
13	Підшибник привода	Коробка подач, швидкостей, механізм подач	Набивка	Змазка ЦИАТИМ- 201 ГОСТ 6267-74	1 раз в 6 місяців

1.2. Аналіз компоновки і кінематичних особливостей приводу подач верстата-прототипа

Компоновка верстата являє собою компоновку типу кронштейн, що характерно для свердлильних верстатів. Компоновка вертикально-свердлильного верстата 2С132 представлено на малюнку 1.3. [2]:

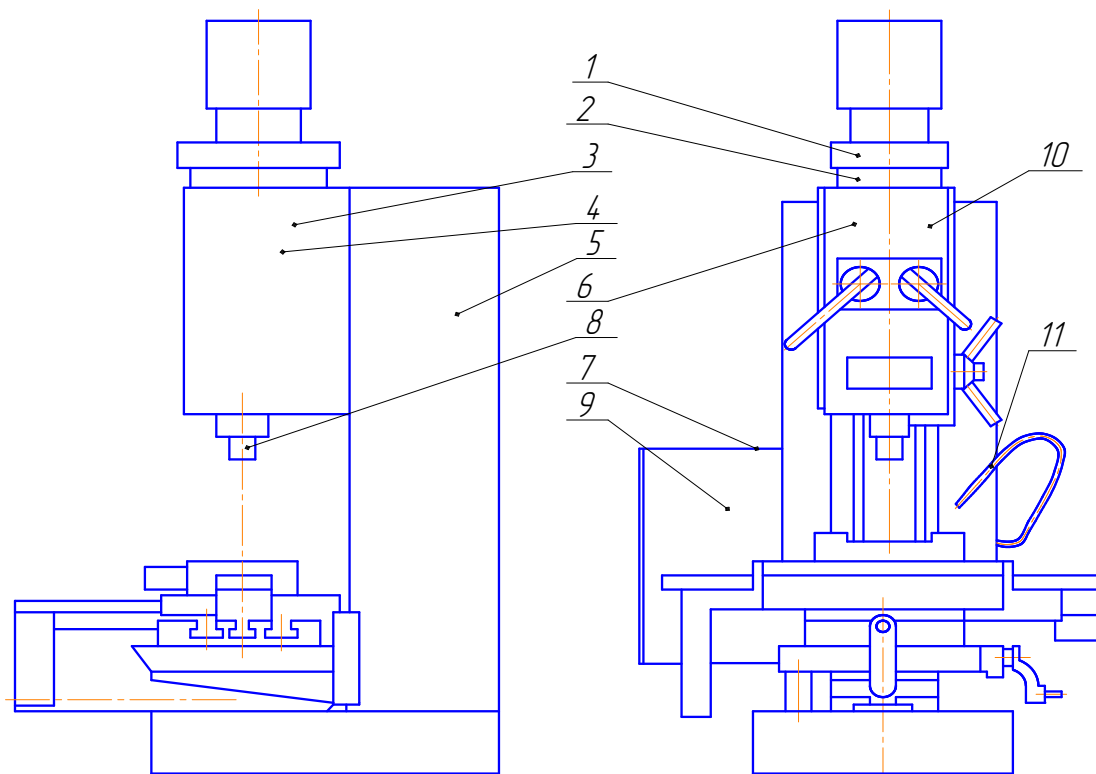


Рисунок 1.3 – Компоновка верстата 2С132

На жорсткій основі верстата закріплена вертикальна колона 5. За напрямними колони типу «ластів'ячий хвіст» переміщається свердлильна головка 10 і підйомний стіл. В середині колони встановлено електронасос на фундаментній плиті, плита є резервуаром для охолодження рідини. Коробка швидкостей 2 отримує обертання від вертикально розташованого електро-двигуна. Перемикання швидкостей здійснюється рукояткою 6, яка в залежності від конструкції має чотири або п'ять положень по колу і три вздовж осі. В окремому корпусі змонтована коробка подач 4, яка розташовується в свердлильній голівці. Свердлильна головка являє собою чавунний виливок коробчастої форми, в якій монтуються всі основні складальні одиниці верстата: коробка швидкостей, подач,

механізм подачі, шпиндель, противага шпинделя, механізм перемикання швидкостей і подач [3 – 5].

Специфікація основних вузлів верстата наведена в таблиці 1.2

Таблиця 1.3 – Специфікація основних вузлів верстату

Позиція на рисунок	Найменування
1	Привід
2	Коробка швидкостей
3	Насос плунжерний
4	Коробка подач
5	Основа
6	Механізм управління швидкостями та подачами
7	Електрошафа
8	Шпиндель
9	Електрообладнання
10	Свердлильна головка
11	Охолодження

Привід головного руху подач вертикально-свердлильного верстата 2С132 складається з:

- джерела руху;
- множинної частини (коробка подач);

Рух обертання від вала електродвигуна передається через постійну передачу 32/44 на вхідний вал коробки швидкостей. Потім обертання передається далі через множилу частину коробки швидкостей на шпиндель, який, у свою чергу, передає обертання в коробку подач. З вихідного вала коробки подач, через черв'ячну передачу, крутний момент передається на рейковий механізм, який в свою чергу передає зворотно-поступальний рух шпинделю [3 – 5].

Структура приводу верстата-прототипу - множилна.

Структурна формула має вигляд:

$$z = 3(1) \cdot 3(3) = 9$$

де ϕ визначається виходячи з діапазону регулювання.

Діапазон регулювання верстата-прототипу визначається за формулою 2.2:

$$R = \frac{S_{max}}{S_{min}}, \quad (1.1)$$

де S_{max} , S_{min} - відповідно найбільша і найменша подача, мм/об, таким чином значення: $S_{max} = 1,6$ мм/об; $S_{min} = 0,1$ мм/об; $Z=9$.

$$R = \frac{1,6}{0,1} = 16$$

Визначається ϕ - показник геометричного ряду, за формулою 2.3:

$$\phi = \sqrt[Z-1]{R}, \quad (1.2)$$

де R - діапазон регулювання;

Z - число частот обертання.

$$\phi = \sqrt[8]{16} = 1,41$$

Графік подач показаний на рисунку 1.4.

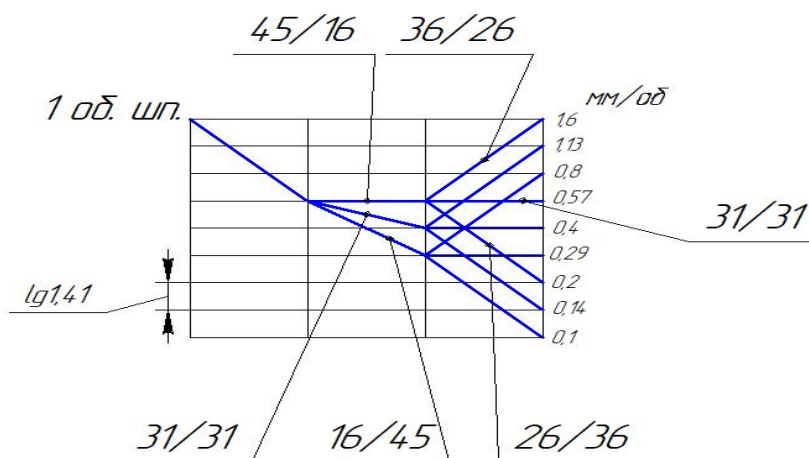


Рисунок 1.4 Графік частот обертання до модернізації

1.3. Аналіз верстатів аналогічного призначення та їх приводів подач



Рисунок 1.5. Універсальний
вертикально-свердильний верстат
2Н135



Рисунок 1.6. Вертикально-свердильний
верстат колонного типу STILER WS32



Рисунок 1.7. Вертикально-свердильний верстат з ЧПК Zk5140c/i



Рисунок 1.8 Верстат вертикально-свердильний Z5125 5132

1) Верстат універсальний вертикально-свердильний 2Н135

На рисунку 1.5 зображений верстат 2Н135, даний верстат використовується при одиничному і дрібносерійному випуску продукції.

Призначення: свердління, розсвердлювання, zenкування, zenкерування, розвертування, нарізання різьби і підрізання торців. Межі чисел оборотів і подач шпинделя дозволяють обробляти широкий спектр видів отворів на раціональних режимах різання. На верстаті є механічна подача шпинделя, при ручному управлінні циклами роботи.

Можлива обробка деталей у широкому діапазоні розмірів та матеріалів з використанням швидкорізальних та високовуглецевих сталей і твердих сплавів.

Подача шпинделя – механічна, при ручному керуванні циклами роботи.

Верстат забезпечений пристроєм реверсування електродвигуна головного

руху, що дозволяє робити на ньому нарізування різьблення машинними мітчиками при ручній подачі шпинделя.

Колона верстату виготовлена з чавуну по яким вручну переміщується свердлильна головка та стіл. Стіл верстата має три Т-подібні пази.

Розробив даний верстат Одеське спеціальне конструкторське бюро спеціальних верстатів [6].

2)Вертикально-свердлильний верстат колонного типу STILER WS32

Вертикально-свердлильний верстат польської фірми STILER, що зображений на рисунку 1.6, характеризується високою продуктивністю, точністю виконуваних операцій та низьким рівнем шуму.

Призначений для свердління, розсвердлювання, зенкування, зенкерування, розвертування та нарізання різьби в деталях.

Оснащений світлодіодним світлом, має широкий діапазон швидкостей обертання, централізовану панель управління, що значно спрощує роботу та експлуатацію верстата [7]

3) Вертикально-свердлильний верстат з ЧПК Zk5140с/і

Вертикально свердлильний верстат з ЧПК Zk5140с/і китайської фірми ANTS Machine (рисунк 1.7), може виконувати свердління, розсвердлювання, розвертування, нарізування різьби та інші процеси, і підходить для обробки малих і середніх валів, дисків та інших деталей. Основні частини інструменту виготовлені з високоякісного чавуну.

У цьому верстаті використовується посилена конструкція шпинделя, що значно підвищує геометричну точність і радіальну жорсткість шпинделя.

Осі X, Y, Z оснащені сервомотором змінного струму, системою числового програмного керування KND-1000M-C, функцією пам'яті запуску. Також у верстаті наявні такі функції як: функція автоматичного повернення нуля осі Z, захисту перевантаження шпинделя, автоматичного втягування інструменту, а ще Zk5140с/і має централізоване змащення і систему охолодження робочої рідини[8].

4)Верстат вертикально-свердильний Z5125 5132

Вертикально-свердильний верстат Z5125 5132 (рисунок 1.8) є верстатом універсального типу. Z5125 5132 призначений для свердління, розвертування, фрезерування, свердління, розточування, нарізування різьби в потайних отворах, тощо.

Даний верстат характеризується високою ефективністю, точністю, хорошою жорсткістю, низьким рівнем шуму та широким діапазоном швидкостей.

Станина відлита за допомогою смолисто-піщаної форми, а основні матеріали високої якості, що забезпечує тривалу стабільність і довговічність верстата. [9]

Таблиця 1.4. Основні технічні характеристики проаналізованих верстатів

Характеристика	2Н135	STILER WS32	Zk5140c/i	Z5125 5132
Найбільший діаметр свердління, мм	35	32	40	32
Найменша та найбільша відстань від торця шпинделя до столу, мм	30-750	390 (мах)	-	710 (мах)
Відстань між шпинделем і колоною, мм	-	265	-	280
Діаметр колони	-	100	-	-
Найменша та найбільша відстань від торця шпинделя до плити, мм	700-1120	745 (мах)	0-650	-
Розміри робочої поверхні столу, мм	450x500	380x400	1000x650	400x550
Найбільше вертикальне переміщення столу (вісь Z), мм	300	-	250 (авт.240)	310

Продовження таблиці 1.4

Переміщення осі X, мм	-	-	750	-
Переміщення осі Y, мм	-	-	600	-
Швидкість швидкого переміщення осями X/Y/Z, мм/хв	-	-	8000/8000/ 2000	-
Точність позиціонування (X/Y), мм	-	-	0.05(0.04)	-
Точність повторного позиціонування (X/Y), мм	-	-	0.02(0.015)	-
Макс. навантаження на стіл, кг	-	-	2600	
Найбільше переміщення (хід) шпинделя, мм	250	150	470 (ручний)	200
Частота обертання шпинделя, об/хв	31,5-1400	280,400,675, 1140,1875	31.5-140012	50-2000
Найбільший крутний момент, Нм	400	-	350	200
Кількість швидкостей шпинделя	12	5	-	-
Конус Шпинделя	Морзе 4	Морзе 4	Морзе 4	Морзе 4
Число ступенів робочих подач	9	-		
Найбільша допустима сила подачі, Н	15000	-	16000	9000
Електродвигун приводу головного руху, кВт	4,0	1,5	3	2,2

Продовження таблиці 1.4

Габарити верстата, мм	2535x825x 1030	1370x590x 900	2350x2000x 24550	1050x680x 2010
Маса верстата, кг	1200	230	3100	950
Макс. навантаження на стіл, кг	-	-	2600	-

1.4. Патентний аналіз приводів подач свердлильних верстатів

Привід подачі шпинделя [1] свердлильного верстата (рис. 1.9) складається із корпусу 1, в якому рухомо в осьовому напрямку розміщена гільза 2. В гільзі 2 на підшипниках кочення встановлений шпиндель 3, в якому закріплено свердло 4. Шліцевий хвостовик 5 шпинделя 3 отримує оберти від коробки швидкостей (на кресл. коробка швидкостей не показана). В корпусі 1 закріплений багатопоршневий циліндр 6, в якому послідовно розміщені розрядні поршні 7, 8, 9, 10 і 11 з обмежувачами переміщення і які утворюють розрядні камери а, b, c, d і e. При цьому переміщення розрядних поршнів 7, 8, 9, 10 і 11 відповідно дорівнюють X_0 , $2X_0$, $4X_0$, $8X_0$, $16X_0$. Поршень старшого розряду 11 і шток 12 утворюють камеру зворотного руху f, яка каналом 14 з'єднано з вихідним каналом регулятора потоку 15 і вихідним каналом зворотного клапана 16. Вихідний канал регулятора потоку 15 з'єднаний з вхідним каналом зворотного клапана 21, вихідний канал якого з'єднаний з вхідним каналом дроселя 17 і вихідним каналом запираючого розподільника 18. Вхідний канал розподільника 18 з'єднаний з гідравлічною камерою m пневмогідравлічного акумулятора 19. До пневматичної камери g акумулятора 19 підводиться тиск живлення Рж від реверсивного розподільника 20. Вихідний шток 12 кронштейном 13 жорстко прикріплений до гільзи 2.

Зусилля подачі шпинделя 3 регулюється величиною тиску, який підводиться до розрядних камер циліндра 6, найбільше зусилля подачі при заданому тиску, що підводиться до розрядних камер циліндра 6 буде мати коли пневматична камера g

акумулятора 19 через розподільник 20 буде з'єднана з атмосферою. Для екстреної зупинки руху шпинделя 3 необхідно подати напругу на електромагніт ем2 розподільника 18, який перемикається праворуч і запирає гідравлічну камеру f циліндра 6.

Відомий також привод подачі шпинделя [2] свердлильного верстата складається із корпуса 1 (рис. 1.10), в якому рухомо в осьовому напрямку розміщена гільза 2. В гільзі 2 на підшипниках кочення встановлений шпиндель 3, в якому закріплене свердло 4. Шліцьовий хвостовик 5 шпинделя 3 отримує оберти від коробки швидкостей (на кресленні коробка швидкостей не показана). В корпусі 1 закріплений виконавчий циліндр 6 з поршнем 7 і вихідним штоком 8, який кронштейном 9 жорстко прикріплений до гільзи 2. Поршень 7 і шток 8 виконавчого циліндра 6 утворюють гідравлічні герметичні камери r і y. Камера y зворотного руху поршня 7 каналом 10 з'єднана з вхідним каналом регулятора потоку 11 і вихідним каналом зворотного клапана 12. Вихідний канал регулятора потоку 11 з'єднаний з вхідним каналом зворотного клапана 13, вихідний канал якого з'єднаний з вхідним каналом дроселя 14 і вихідним каналом запираючого розподільника 15. Вхідний канал розподільника 15 з'єднаний з гідравлічною камерою m пневмогідравлічного акумулятора 16, до пневматичної камери o якого підводиться тиск живлення P. Камера r виконавчого циліндра 6 з'єднана з вихідним каналом 18 гідравлічних об'ємних дозаторів. Гідравлічні об'ємні дозатори виконані у вигляді циліндрів 19 і 20, в яких розміщені розрядні поршні 21, 22, 23, кришка 24 і додатковий поршень 25 зі штоком 26, який кінематично гвинтом 27 через муфту 28 з'єднаний в вихідним валом 29 електричного крокового двигуна 30. Розрядні поршні 21, 22 і 23 утворюють відповідно розрядні пневматичні камери a, b і c і гідравлічні камери d, k і e.

Додатковий поршень 25, розміщений в циліндрі 19, утворює додаткову герметичну гідравлічну камеру q і пневматичну компенсаційну камеру f, до якої підводиться тиск живлення Pж для компенсації зусилля, що діє на гвинт 27 зі сторони тиску у камері q. Від провороту поршня 25 у кришці 24 виконаний

поздовжній паз 31, в якому розміщена шпонка 32, закріплена на штоку 26.

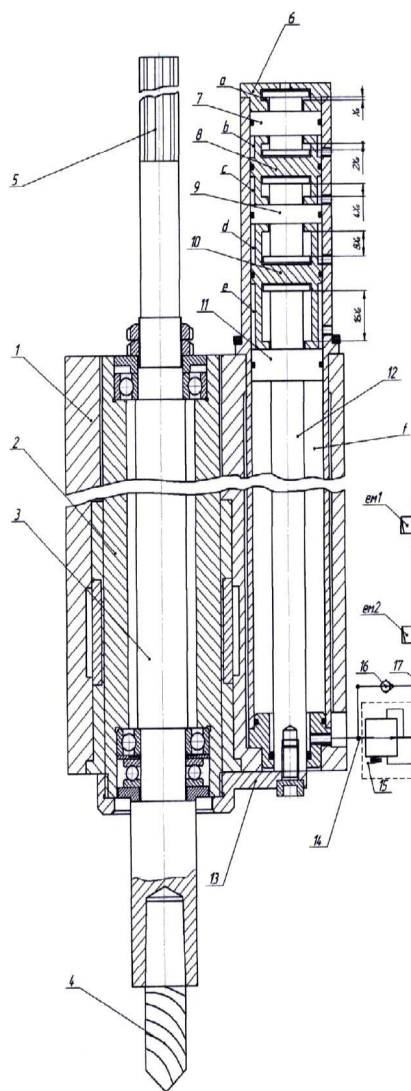


Рисунок 1.9.Привод подачі шпинделя свердлильного верстата

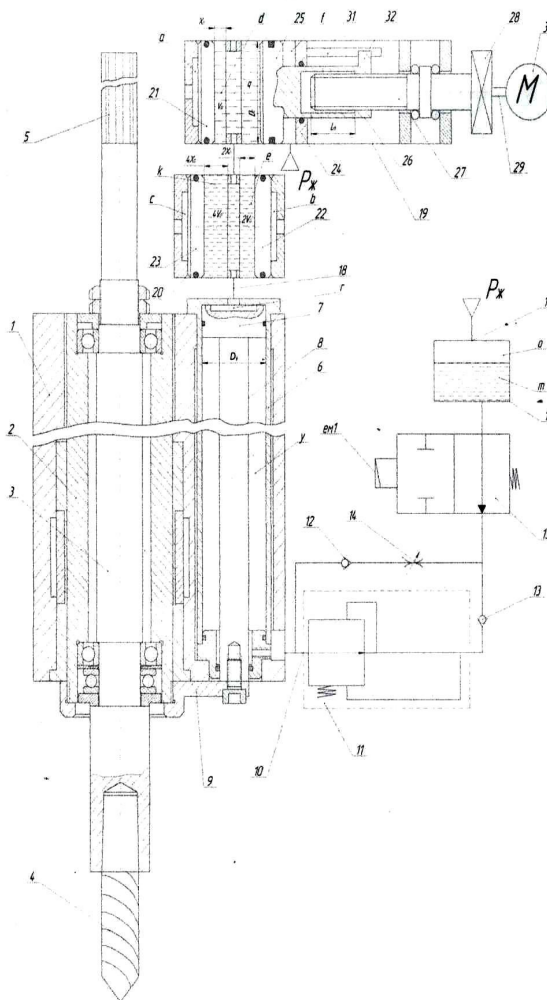


Рисунок 1.10. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата

В основу механізму подач верстата [3] (рис. 1.11) поставлена задача удосконалення шляхом зміни конструкції черв'ячного колеса та штовхачів, що дозволяє зменшення холостих кутових переміщень рукояток при його з'єднанні з черв'ячним колесом черв'яка механічного приводу верстата. Це, на думку розробників сприяє підвищенню точності та надійності. Механізм подачі верстата містить корпус, черв'як та черв'ячне колесо, вільно розміщене на порожнистому валу з шестернею, рукоятки маховика на осях у маточині, стрижень із клиновими скосами та штовхачі. Згідно з розробкою черв'ячне колесо має порожнину із

дрібними трикутними шліцами, а штовхачі оснащені дуговими гребінками із дрібними трикутними шліцами, причому штовхачі з'єднані плоскими пружинами, що мають отвори, через які проходять циліндричні стрижні, оснащені шайбами.

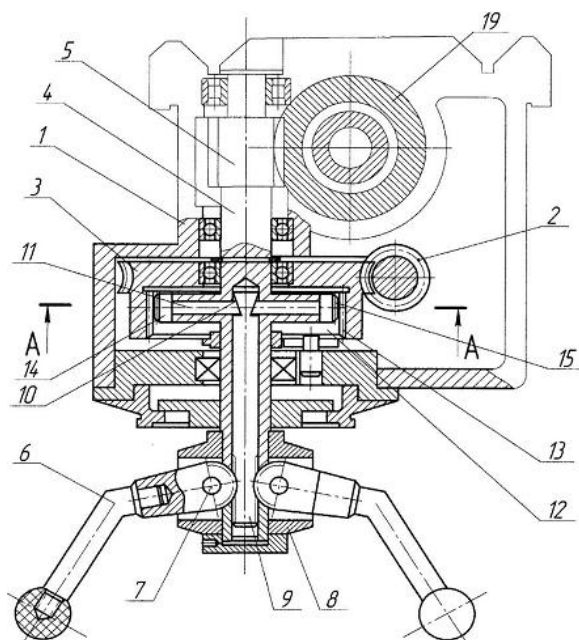


Рисунок 1.11. Механізм подачі верстата

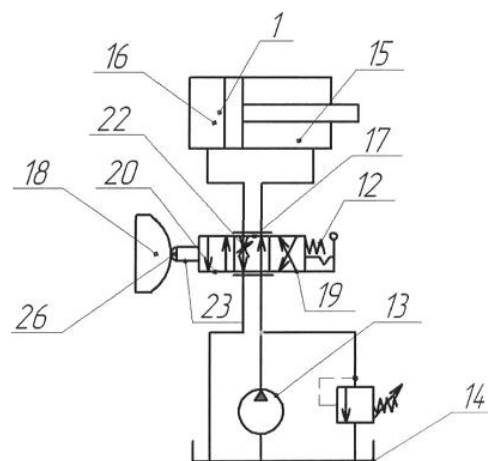


Рисунок 1.12. Гідропривід подачі відрізного верстата

У [4] наведено гідромеханізм подачі відрізного верстата (рис.1.12), принципова схема якого подана на рис. 4. Гідроциліндр містить гідроциліндр з штоком і гільзою, шарнірно закріплений до корпусу верстата і першого важеля з встановленою на ньому дисковою фрезою з її приводом. Гідромеханізм містить чотирилінійний гідророзподільник з трипоясковим золотником і власним корпусом. У гідромеханізм введений копір, закріплений до штока гідроциліндра, і у гідророзподільник - регульований дросель, утворений кромкою крайнього пояса золотника у проміжних позиціях та його корпусом. Золотник має тягу і штовхач, який утворює механічний контакт з другим важелем, шуп якого має механічний контакт з копіром, при цьому золотник в одній крайній позиції зафіксований пружиною і упором другого важеля у корпус гідророзподільника, а у другій крайній позиції - кулачковим механізмом з рукояткою, тягою і третім

важелем, закріпленим до корпусу гідророзподільника, при тому третій важіль має механічний контакт з кулачковим механізмом і тягою, а гідророзподільник встановлений на гільзі гідроциліндра.

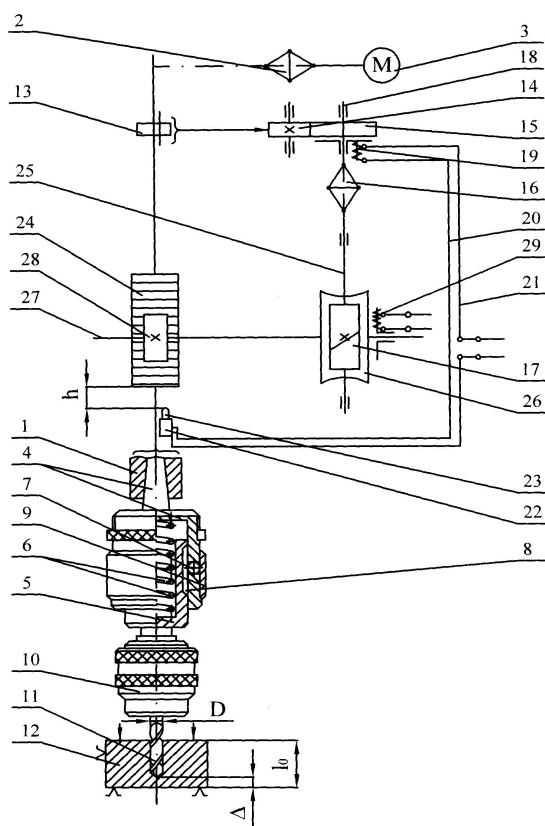


Рисунок 1.13. Механізм подачі шпинделя свердлильного верстата

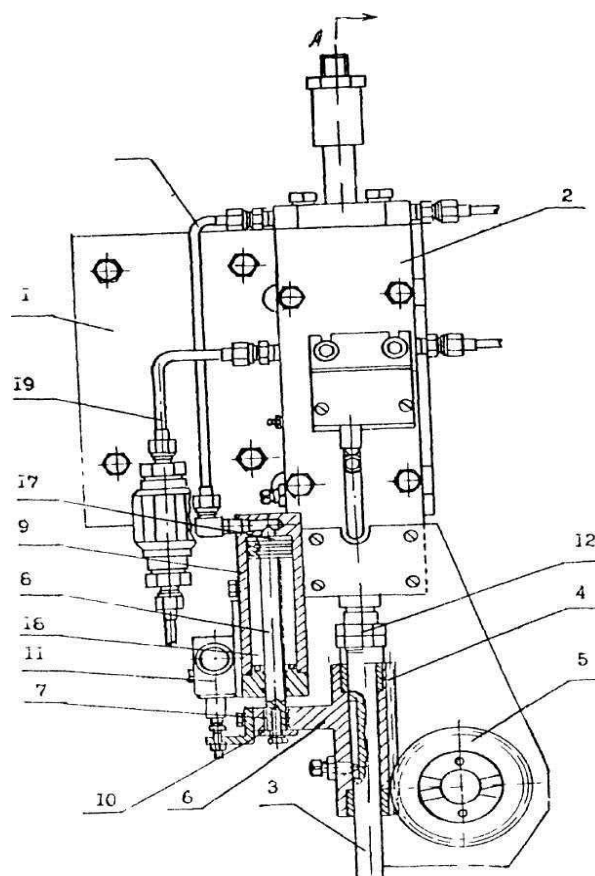


Рисунок 1.14. Привод подачі шпindelної головки свердлувального верстата

В основу механізму подач (рис. 1.13) свердлильного верстата [5] поставлена задача підвищення надійності шляхом усунення перенавантажень та забезпечення повернення пінолі у вихідне положення механізму подач шпинделя свердлильного верстата. Механізм подач (рис. 5) містить коробку подач, циліндричну зубчасту та черв'ячну передачі, і керуючий пристрій у вигляді кінцевого вимикача. Керуючий пристрій встановлений із можливістю переміщення вздовж осі пінолі. Рухомий штир кінцевого вимикача розміщений

під торцем пінолі на віддалі, рівній відстані від вершини свердла до початку передвихідної зони, розташованої на відстані $0,2 \div 0,5$ діаметра свердла від нижнього торця призначеної для обробки деталі. Циліндрична зубчаста передача кінематично розміщена перед коробкою подач, ведене зубчасте колесо цієї передачі вільно встановлене на вхідному валу коробки подач і з'єднане з ним за допомогою електромагнітної муфти. У даному механізмі черв'як черв'ячної передачі жорстко встановлений на вихідному валу з коробки подач, а черв'ячне колесо вільно sprzęжено з валом рейкової шестерні і зв'язане з ним за допомогою електромагнітної муфти.

Привід подачі (рис.1.14) шпиндельної головки свердлувального верстату [6] містить зубчасту рейку, встановлену на штоку гідроциліндра з можливістю осьового руху відносно штока та взаємодії з шестернею, кінематично зв'язану з піноллю, що несе шпиндель (рис. 6). Привід обладнано додатковим гідроциліндром, який розміщений співвісно з основним гідроциліндром та жорстко зв'язаний з зубчастою рейкою кронштейном, у якому виконано отвір, призначений для розміщення штока додаткового гідроциліндра, при цьому порожнини останнього паралельно сполучені з відповідними порожнинами основного гідроциліндра, а у лінію, що з'єднує штокові порожнини гідроциліндрів, паралельно приєднані введені у привід дросель та зворотний клапан.

Відомий також слідкуючий привід подачі металорізального верстата (рис.1.15) з компенсацією похибок напрямних [7].

В основу даної розробки поставлена задача підвищення точності обробки різанням шляхом компенсації похибок виготовлення і пружних деформацій напрямних.

У розробці використано у якості приводів подачі слідкуючий привід причому вимірювальною базою для датчика зворотного зв'язку служить промінь лазера. Даний промінь в однорідному середовищі є ідеальною прямою. Датчик

зворотного зв'язку взаємодіє з променем лазера за допомогою додаткової слідкуючої системи. Дана слідкуюча система створеної вимірювальною передачею гвинт-гайка, диференціальним фотоелектричним датчиком, диференціальним підсилювачем і серводвигуном. Диференціальний фотоелектричний датчик встановлений на гайці вимірювальної передачі і безпосередньо взаємодіє з променем лазера, а його вихідний сигнал, що пропорційний величині відхилення цього датчика від осі променя надходить через диференціальний підсилювач до серводвигуна, вал якого з'єднаний з гвинтом вимірювальної передачі і валом датчика зворотного зв'язку стежачого привода подачі.

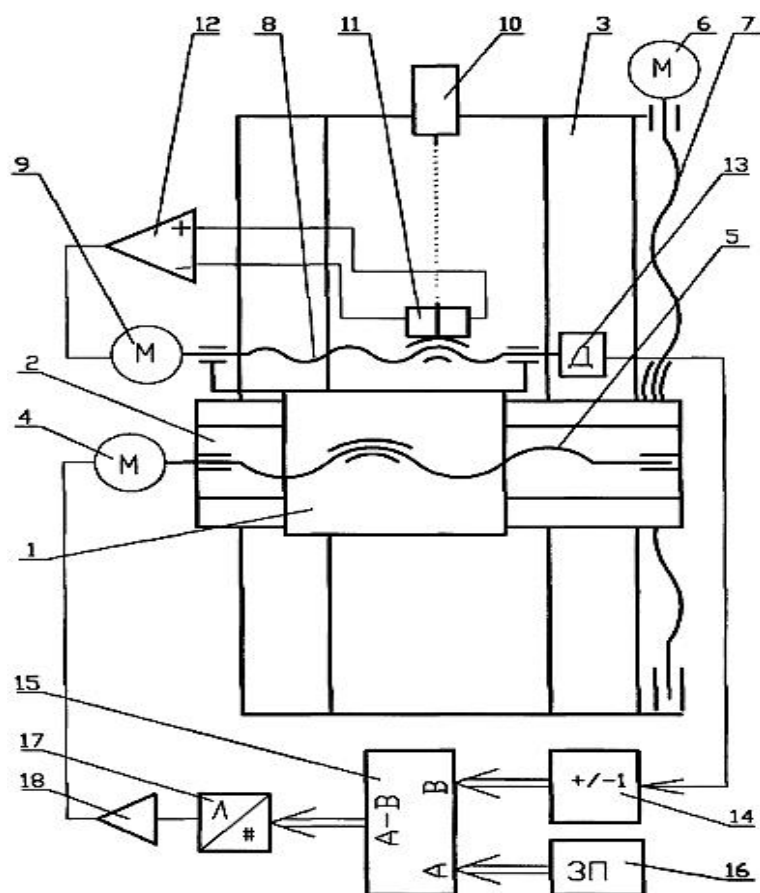


Рис. 1.15 Слідкуючий привід подачі металорізального верстата з компенсацією похибок напрямних [7]

1.5. Аналіз публікацій з вибраної тематики

Концепція розробки металообробного обладнання ґрунтується на прогнозуванні його розвитку, описаному в [17]. Прогнози розвитку побудовані на розвитку безпосередньо самого обладнання, наприклад методами нейронних мереж [18,19] який використовується широко не тільки при прогнозуванні розвитку обладнання, а й при виявленні дефектів поверхонь матеріалів [20,21]. При розробленні обладнання використовують системний підхід до його життєвого циклу [22] із застосуванням сучасних систем проєктування [23, 24]. Один з методів, який широко застосовується – метод топологічної оптимізації [25].

При розробці приводів сучасних металорізальних верстатів застосовується приводи з паралельною кінематикою [26], проте вони мають свої недоліки, що полягають у складності їх програмування та низькій жорсткості ТОС.

Існують дослідження, що встановлюють стохастичність подач як токарних [27, 28, 29] фрезерних [30, 31] та свердлильних [32, 33] верстатів верстатів. У цих та інших дослідженнях встановлено, що величина подачі на верстаті є стохастичною величиною, що підкоряється усіченому нормальному закону розподілу. Іноді для таких робіт використовують метод ітерацій [34]. У інших роботах досліджується вплив стохастичності величини подачі на технологічну спадковість [35] шорсткість поверхонь [36], а також на зусилля різання [37, 38].

Вплив на розробку конструкції того чи іншого приводу верстата мають і металорізальні інструменти, які можуть на ньому використовуватись. Зокрема праці [39-42] присвячені саме розробленні конструкцій розточувальних інструментів для оброблення отворів, зокрема три [39] та чотири різцевих [40] розточувальних головок з попарно-асиметричним розміщенням лез [41, 42].

Важливим фактором конструювання компонентів металообробного обладнання є система затискний пристрій-деталь. Зокрема дане питання висвітлене у роботах [43-47], в яких розглядається система затиску інструментів та заготовок у патронах та її вплив на точність обробки на свердлильних, токарних та фрезерних верстатах. Важливими роботами у цьому напрямку є праці, зв'язані із розроблення математичних моделей функціонування вузлів верстатів

[48-50], застосовуючи які можна прогнозувати процес оброблення на даному верстаті, правильно здійснювати конструювання, враховуючи всі можливі фактори. Дослідженню процесу свердління та зокрема жорсткості свердлильних верстатів присвячені роботи [32, 33, 51, 52]. Їхньою головною особливістю є розробка методів та способів покращення процесу свердління отворів на свердлильних верстатах шляхом регулювання подачі.

1.6 Висновки по розділу

- 1) У даному розділі було проаналізовано технологічні можливості базової моделі верстата. Було проаналізовано систему змащення, а також проведено аналіз компонування і кінематику розроблюваного приводу верстата-прототипа.
- 2) Було проаналізовано верстати прототипи аналогічного призначення та їх приводів ,
- 3) Проведено аналіз приводів подач свердлильних верстатів та здійснено аналіз публікацій з вибраної тематики.

2.ПРОЄКТНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Кінематичний розрахунок приводу

2.1.1 Визначення показника геометричного ряду частоти обертання шпинделя.

З урахуванням великого числа передач ($Z=19$) показник геометричного ряду приймається рівним $\phi=1,12$ [5]

2.1.2 Вибір електродвигуна приводу головного руху

Приводом головного руху модифікованого верстата є асинхронний двигун із потужністю $N_{\text{дв.}}=4$ кВт із прототипу. [5,53]

Виходячи із завдання на курсовий проєкт, вибирають як привід головного руху електродвигун марки 4A100S2Y3, основні характеристики якого наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 - Основні характеристики двигуна 4A100S2Y3

Характеристика	Значення
Потужність, <i>кВт</i>	4
Частота оборотів вала, <i>мин⁻¹</i>	2880
Номінальна напруга, В	220/380

2.1.3 Визначення оптимальної структурної формули та графіка частот обертання

Згідно завдання привід повинен мати складну структуру і 19 чисел подач. Щоб отримати $Z = 19$, складається структурна формула для $Z = 21$ з двома співпадаючими числами подач.

Для більшої компактності коробки подач доцільніше вибрати структуру виду I, а це такі структури [54,55]:

$$AI-1: Z = 3_1 \cdot (i_{II} + 3_3 \cdot 2_7), \quad \varphi_{MAX} = 1,12;$$

$$BI-1: Z = 3_1 \cdot (i_{II} + 3_3 + 3_7), \quad \varphi_{MAX} = 1,12;$$

$$VI-1: Z = 3_1 \cdot (i_{II} + 2_3 + 2_3 \cdot 2_5), \quad \varphi_{MAX} = 1,12;$$

З наведених вище структур кращою є структура AI-1 (клас А, вид I) .

Обирається типова структурна формула $3_1 \cdot (i_{II} + 3_3 \cdot 2_7)$

Визначається кількість конструктивних варіантів для складеної структури з однією додатковою структурою (клас А):

$$K_{кон} = m_o / q_o \cdot m' / q' \quad (2.1)$$

де m_o , m' - число груп передач відповідно в основній і першій додатковій структурі;

q_o , q' - число груп передач з однаковою кількістю передач відповідно в основній та першій додатковій структурі.

$$K_{кон} = 1 / 1 \cdot 2 / 1 = 2$$

можливі варіанти:

$$3 \cdot (i_n + 3 \cdot 2)$$

$$3 \cdot (i_n + 2 \cdot 3)$$

З усіх варіантів, що дають одне й те саме число чисел подач, раціональним є той, який має:

- найменшу кількість зубчастих коліс, валів, блоків, муфт;
- більшу кількість чисел подач по короткому ланцюгу з найменшою протяжністю цього ланцюга.
- коротші кінематичні ланцюги, а отже, і підвищений ККД.;

З наведеного можна зробити висновок що оптимальним варіантом слід вважати перший варіант.

Кількість кінематичних варіантів для складної структури класу А всіх типів визначається за формулами:

$$K_{\text{кин}} = m_o \cdot m' \quad (2.2)$$

$$K_{\text{кин}} = 1 \cdot 2 = 2$$

Найкращим з усіх є кінематичний варіант, який має менші діапазони регулювання груп передач, що дає змогу уникнути граничних значень передавальних відношень. Цей варіант для обраного конструктивного варіанта представлений у формулі 2.3.

Визначається характеристика X групи передач для складеної структури класу А (з однією додатковою структурою):

$$Z = Z_0 \cdot (1 + Z') = 3(X_0) \cdot (1 + 3(X_1) \cdot 2(X_2)), \quad (2.3)$$

де Z_0 - основна структура;

Z' – додаткова структура;

X_0, X_1, X_2 - характеристики основної, першої та другої перебірної груп відповідно.

Характеристика основної групи дорівнює одиниці, першої перебірної - числу передач в основній групі, другої перебірної - добутку числа передач в основній і першій мінус число зайвих передач, тобто дві передачі [56].

Оптимальним варіантом структурної формули є такий варіант, що може задовільнити наступні вимоги:

- структурна сітка для обраної структурної формули має віялоподібний вигляд, що забезпечується зростанням діапазону регулювання за групами;
- бажано, щоб основна група стояла на першому місці структурної формули і мала найбільшу кількість передач, а остання перебірна перебувала б на останньому місці і мала найменшу кількість передач.

З урахуванням усього цього структурна формула буде мати вигляд:

$$Z = 3(1) \cdot (i_n + 3(3) \cdot 2(7))$$

2.1.4 Визначення чисел зубів зубчастих коліс механічної коробки подач.

Існує три способи визначення чисел зубів у зубчастих передачах:

- метод найменшого кратного;
- табличний метод;
- метод задання числа зубів найменшого зубчастого колеса в групі передач.

З усіх наведених методів, вибирається метод задання числа зубів найменшого зубчастого колеса в групі передач. У таблиці 2.2 наведено числа зубів для кожної зубчастої передачі. [56,57]

Таблиця 2.2 - Результати розрахунку чисел зубів зубчастих коліс

Передача	Передаточне відношення	Числа зубів	Кількість зубів
Z_1 / Z_2	$1/1,12^{1,56}$	22/26	48
Z_3 / Z_4	$1/1,12^1$	25/28	53
Z_5 / Z_6	$1,12^0$	27/27	54
Z_7 / Z_8	$1/1,12^1$	25/29	
Z_9 / Z_{10}	$1/1,12^2$	24/30	
Z_{11} / Z_{12}	$1,12^4$	33/21	54
Z_{13} / Z_{14}	$1/1,12^2$	24/30	54
Z_{15} / Z_{16}	$1,12^1$	36/33	69
Z_{17} / Z_{18}	$1/1,12^2$	31/38	
Z_{19} / Z_{20}	$1/1,12^5$	25/44	
Z_{21} / Z_{22}	$1,12^2$	45/35	80
Z_{23} / Z_{24}	$1/1,12^5$	29/51	

2.1.5 Визначення похибок частот обертання

За кінематичною схемою верстата складається рівняння кінематичного балансу і визначаються дійсні числа подачі шпинделя s_o ; обчислене значення порівнюється зі стандартним рядом значень частот обертання s_{cm} , мм/об.

Обчислюється похибка значення чисел подач від стандартних значень Δ_i , яка визначається по формулі [57,58]:

$$\Delta_i = \frac{s_o - s_{cm}}{s_{cm}} \cdot 100\%, \quad (2.4)$$

Допустима похибка значення частоти обертів шпинделя $[\Delta]$, % оприділяється по формулі:

$$[\Delta] = \pm 10 \cdot (\phi - 1) \quad (2.5)$$

$$[\Delta] = \pm 10 \cdot (1,12 - 1) = \pm 1,2 \%$$

Результати розрахунків зведені в таблицю 2.3.

Таблиця 2.3 – Параметри чисел подач шпинделя модернізованого верстата

Частота, n_i	Рівняння кінематичного балансу	Дійсне значення подачі s_z , мм/об	Стандартне значення подачі s_z^{cm} , мм/об	Похибка Δ_i , %
1	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{33}{21} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	1,616	1,6	1
2	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{33}{21} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	1,415	1,43	-1,05
3	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{33}{21} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	1,293	1,28	1,02
4	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	1,154	1,14	1,23
5	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	1,015	1,02	-0,49
6	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,913	0,91	0,33
7	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,818	0,81	0,99
8	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,724	0,72	0,56
9	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,643	0,65	-1,08
10	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,585	0,58	0,862
11	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,518	0,52	-0,38
12	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{45}{35} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,461	0,46	0,22

Продовження таблиці 2.3

13	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,517	0,52	-0,57
14	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,457	0,46	-0,65
15	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{36}{33} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,41	0,41	0
16	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,374	0,37	1,08
17	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,33	0,33	0
18	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{31}{38} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,292	0,29	0,69
19	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{27}{27} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,262	0,26	0,77
20	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{25}{29} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,229	0,23	-0,43
21	$1 \cdot \frac{22}{26} \cdot \frac{25}{28} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{24}{30} \cdot \frac{25}{44} \cdot \frac{29}{51} \cdot \frac{1}{60} \cdot \pi \cdot 26$	0,211	0,21	0,48

Подачі 13 і 14 збігаються відповідно з подачами 11 і 12. За виконаними розрахунками похибка чисел подач шпинделя не виходить за допустимі межі.

2.2 Силовий розрахунок основних елементів

Вихідні дані для силового розрахунку:

T - розрахункове число годин роботи приводу, T=20000 год;

Q - необхідне тягове зусилля, Q=1500 Н.

2.2.1 Визначення розрахункових частот обертання валів приводу

Розрахункову частоту обертання і-го вала приводу визначають за допомогою розрахункової гілки, що позначається на графіку потовщеною лінією.

Положення розрахункової гілки для залежних приводів визначається верхньою лінією на графіку. Однак розрахункові значення ні беруть не прямо з

графіка, а знаходять шляхом множення частот обертання верхньої лінії на величину n_{min} , що визначається за формулою[54-55;57-60]:

$$n_{\text{min}} = n_{\text{min}} \sqrt[4]{\frac{n_{\text{max}}}{n_{\text{min}}}}; \quad (2.6)$$

$$n_{\text{min}} = 31,5 \cdot \sqrt[4]{\frac{4000}{31,5}} = 105,74 \text{ об/хв.}$$

Коригуючи за верстатом маємо $n_{\text{шп}} = 91,34 \text{ об/хв.}$

Значення швидкостей валів приводу подач наведено в таблиці 2.4

Таблиця 2.4 – Частоти обертання валів приводу подач

Номер вала	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV
Частота обертів, об/хв	77,29	69,01	69,01	55,21	60,23	108,45	108,45	1,81

2.2.2 Визначення потрібної величини потужності подачі виконавчого органу верстата

Потужність визначається за формулою [54-55;57-60]:

$$N = \frac{Q \cdot S_{\text{хв}}}{60 \cdot 102000}, \quad (2.7)$$

де Q - необхідне тягове зусилля, Q=1500 Н;

$S_{\text{хв}}$ – величина хвилинної подачі при чорновій обробці, мм/хв. Визначається за формулою

$$S_{\text{хв}} = S \cdot n_{\text{шп}}, \quad (2.8)$$

де S - максимальна подача за 1 оберт шпинделя, S=1,6 мм/об,

$$S_{x6} = 1,6 \cdot 91,34 = 146,14 \text{ мм/об};$$

$$N = \frac{1500 \cdot 146,14}{60 \cdot 102000} = 0,036 \text{ кВт.}$$

2.2.3 Визначення величини потужності та крутних моментів на валах приводу.

Потужність на і-му валу залежного приводу визначається за формулою

$$N_i = \frac{N}{\eta_i}, \quad (2.9)$$

де η_i – ККД ділянки кінематичного ланцюга до і-го вала, що підраховується як добуток ККД окремих елементів, починаючи з вала тягового пристрою.

η_{zn} - ККД зубчатої передачі, $\eta_{zn}=0,99$;

η_{on} - ККД опір, $\eta_{on}=0,995$;

η_{ch} - ККД червячної передачі, $\eta_{ch}=0,73$;

η_m - ККД муфти, $\eta_m=0,99$.

Нижче наведено розрахунок потужності на валах приводу.

$$\begin{aligned} N_{XIV} &= \frac{N}{\eta_{zn}} = \frac{0,036}{0,99} = 0,0364 \text{ кВт}; \\ N_{XIII} &= \frac{N_{XIV}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{ch}} = \frac{0,0364}{0,995^2 \cdot 0,73} = 0,05 \text{ кВт}; \\ N_{XII} &= \frac{N_{XIII}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_m} = \frac{0,05}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,051 \text{ кВт}; \\ N_{XI} &= \frac{N_{XII}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,051}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,052 \text{ кВт}; \\ N_X &= \frac{N_{XI}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,052}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,053 \text{ кВт}; \\ N_{IX} &= \frac{N_X}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,053}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,055 \text{ кВт}; \\ N_{VIII} &= \frac{N_{IX}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,055}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,056 \text{ кВт}; \\ N_{VII} &= \frac{N_{VIII}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,056}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,057 \text{ кВт}; \\ N_{VI} &= \frac{N_{VII}}{\eta_{on}^2 \cdot \eta_{zn}} = \frac{0,057}{0,995^2 \cdot 0,99} = 0,058 \text{ кВт}. \end{aligned}$$

Крутний момент на і-му валу приводу визначається за формулою

$$M_i = 9740 \cdot \frac{N_i}{n_i}. \quad (2.10)$$

Нижче наведено розрахунок крутних моментів на валах приводу

$$\begin{aligned} M_{VI} &= 9740 \cdot \frac{0,058}{91,34} = 6,18 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{VII} &= 9740 \cdot \frac{0,057}{77,29} = 7,18 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{VIII} &= 9740 \cdot \frac{0,056}{69,01} = 7,9 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{IX} &= 9740 \cdot \frac{0,055}{69,01} = 7,76 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_X &= 9740 \cdot \frac{0,053}{55,21} = 9,35 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{XI} &= 9740 \cdot \frac{0,052}{60,23} = 8,41 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{XII} &= 9740 \cdot \frac{0,051}{108,45} = 4,58 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{XIII} &= 9740 \cdot \frac{0,05}{108,45} = 4,49 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ M_{XIV} &= 9740 \cdot \frac{0,0364}{1,81} = 195,88 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

У таблиці 2.5 записано значення частот обертання, потужностей і крутних моментів на валах приводу для найбільш навантаженого режиму роботи [61]:

Таблиця 2.5 – Вихідні значення частот обертання, потужностей та крутних моментів

№ вала \ Параметр	Частоти обертання вала n_i , об/хв	Потужність N_i , кВт	Крутний момент M_i , Н·м
VI	91,34	0,058	6,18
VII	77,29	0,057	7,18
VIII	69,01	0,056	7,9
IX	69,01	0,055	7,76
X	55,21	0,053	9,35
XI	60,23	0,052	8,41
XII	108,45	0,051	4,58
XIII	108,45	0,05	4,49
XIV	1,81	0,0364	195,88

2.2.4 Розрахунок модулів зубчастих коліс

Метою цих розрахунків є визначення модуля зубчастих коліс, що складають коробку, а також основних геометричних параметрів зубчастих коліс. [57;59;64]:

Тут наводиться розрахунок найбільш навантажених передач

$$\frac{Z_1}{Z_2}, \frac{Z_3}{Z_4}, \frac{Z_5}{Z_6}, \frac{Z_{11}}{Z_{12}}, \frac{Z_{13}}{Z_{14}}, \frac{Z_{15}}{Z_{16}}, \frac{Z_{21}}{Z_{22}}.$$

Для розрахунку геометричних параметрів зубчастих зачеплень необхідно визначити 32 вхідні параметри.

Для сталевих прямозубих коліс модуль визначається за такими формулами:

1) з умови міцності зубів на згин:

$$m_u = \sqrt[3]{\frac{1950000 \cdot N_i \cdot K_{II} \cdot K_D \cdot K_{HP}}{Y_H \cdot z \cdot \psi_b \cdot [\sigma_u] \cdot n}} \quad (2.11)$$

Де N_i – потужність на i -тому валі [60]:

K_{II} – коефіцієнт перевантаження. ; [60]:

K_D – коефіцієнт динамічності[60]:

K_{HP} – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження [60]:

z – мінімальна кількість зубів шестерні в передачі;

ψ_b – відношення ширини зубчастого вінця до модуля. Рекомендовані значення $\psi_b = 7 \div 14$.

Y_H - коефіцієнт форми зуба, що залежить від числа зубів z і коефіцієнта зміщення ξ і визначається за графіком [60]:

$[\sigma_u]$ - границя витривалості зуба на згин при довготривалій роботі (для сталі 40Х з нормалізацією та покращенням $[\sigma_u] = 220 \text{ МПа}$;

n – розрахункова частота обертання вала.

2) з умови контактної міцності поверхневих шарів зубів [60]:

$$m_k \geq \sqrt[3]{\frac{i+1}{\psi_b} \cdot \frac{1070000}{[\sigma_k] \cdot i \cdot z} \cdot \frac{N_i \cdot K_{II} \cdot K_D \cdot K_{HP}}{n}} \quad (2.12)$$

Де $[\sigma_k]$ – границя контактної міцності матеріалу коліс $[\sigma_k] = 500 \text{ МПа}$ (для сталі 40Х)

Міжосьові відстані визначаються за такою формулою [60]:

$$a_w = \frac{m \cdot \sum z}{2} \quad (2.13)$$

де m – модуль зубів;

$\sum z$ – сума зубів.

Параметри матеріалу зубчастих коліс подано в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 - Фізичні параметри матеріалу зубчастих коліс

Матеріал	Спосіб хіміко- термічної обробки зубів	Твердість зубів		Межа згинальної витривалос- ті σ_r , МПа	Межа контактної витривалос- ті σ_H , МПа
		на поверхно- сті	в серцевині		
Сталь 40Х ГОСТ 4543- 71	Загартування ТВЧ по всьому контуру	50 HRC	30 HRC	240	950

Вихідні параметри для розрахунку зубчастих коліс подано в таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 - Вихідні параметри для розрахунку зубчастих коліс

Величина	Зубчасте зачеплення						
	$\frac{22}{26}$	$\frac{25}{28}$	$\frac{27}{27}$	$\frac{33}{21}$	$\frac{24}{30}$	$\frac{36}{33}$	$\frac{45}{35}$
1	4	5	6	7	8	9	10
Кут нахилу зубів	0	0	0	0	0	0	0
Кут ділильного конуса	0	0	0	0	0	0	0
Число зубів шестерні	22	25	27	33	24	36	45
Число зубів колеса	26	28	27	21	30	33	35
Базова межа витривалості для обраного матеріалу шестерні, МПа	950	950	950	950	950	950	950

Продовження таблиці 2.7:

Допоміжний коефіцієнт	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4
Коефіцієнт безпеки	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
Коефіцієнт безпеки	2	2	2	2	2	2	2
Коефіцієнт нерівномірності навантаження	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
Коефіцієнт нерівномірності навантаження	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
Коефіцієнт, що враховує двостороннє застосування навантаження.	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Коефіцієнт форми зуба	4	3,9	3,85	4,1	3,9	3,75	3,75
Передавальне число	1,18	1,12	1	0,64	1,25	0,92	0,78
Потужність електродвигуна	0,058	0,057	0,056	0,055	0,055	0,053	0,052
Коефіцієнт корисної дії ремінної передачі	1	1	1	1	1	1	1
Коефіцієнт корисної дії пари підшипників кочення	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99
Частота обертання шестерні, об/хв	91,34	77,29	69,01	69,01	69,01	55,21	60,23

Продовження таблиці 2.7:

Число годин роботи передачі за розрахунковий термін, год	20000	20000	20000	20000	20000	20000	20000
Базове число циклів навантаження, год	108	108	108	108	108	108	108
Базове число циклів навантаження, год	108	108	108	108	108	108	108
Відношення ширини зубчастого вінця до величини модуля	8	8	8	8	8	8	8

Нижче подано розраховані параметри зубчастих передач у таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 - Розраховані параметри зубчастих зачеплень

Пояснення	Зубчасте зачеплення						
	$\frac{22}{26}$	$\frac{25}{28}$	$\frac{27}{27}$	$\frac{33}{21}$	$\frac{24}{30}$	$\frac{36}{33}$	$\frac{45}{35}$
Модуль із розрахунку контактних напружень	1,091	0,999	1,028	1,052	1,005	1,102	0,791
Модуль із розрахунку на вигин	1,579	1,511	1,58	1,53	1,544	1,532	1,348
Крутний момент на валу шестерні	6,062	7,04	7,746	7,608	7,608	9,324	8,396
Прийнятий модуль	2	2	2	2	2	2	1,5
Діаметр ділильного кола шестерні	44	50	54	66	48	72	67,5
Діаметр ділильного кола колеса	52	56	54	42	60	66	52,5
Діаметр вершин зубів шестерні	48	54	58	70	52	76	70,5
Діаметр вершин зубів колеса	56	60	58	46	64	70	55,5
Міжосьова відстань	48	53	54	54	54	69	60
Ширина зубчастого вінця	15	15	15	15	15	15	15

Продовження таблиці 2.8:

Коефіцієнт ширини шестерні відносно її діаметра	0,341	0,3	0,278	0,227	0,31	0,208	0,222
Окружна швидкість	0,21	0,202	0,195	0,238	0,173	0,189	0,213
Допустима контактна напруга, що допускається	1032	1062	1082	1082	1082	1123	1107
Допустима контактна напруга, що допускається	1062	1082	1082	1004	1123	1107	1061
Розрахункова напруга вигину	78917 76	66778 56	59624 64	59624 64	59624 64	47701 44	52038 72

З конструктивних міркувань для всіх груп передач, крім $\frac{Z_{21}}{Z_{22}}; \frac{Z_{23}}{Z_{24}}$ приймається модуль $m=2$. Для передач $\frac{Z_{21}}{Z_{22}}; \frac{Z_{23}}{Z_{24}}$ приймається модуль 1,5.

Тоді геометрія першого колеса визначиться таким чином [54;55]:

Визначається дільний діаметр d_1 шестерні Z_1

$$d_1 = m * Z_1 = 2 * 22 = 44 \text{ мм} \quad (2.14)$$

Оприділяється діаметр d_a виступів шестерні Z_1

$$d_a = d_1 + 2 * m = 44 + 2 * 2 = 48 \text{ мм} \quad (2.15)$$

Оприділяється діаметр d_f впадин шестерні Z_1

$$d_f = d_1 - 2,5 * m = 44 - 2,5 * 2 = 39 \text{ мм} \quad (2.16)$$

Оприділяється ширина вінця b_ω шестерні Z_1

$$b_\omega = \psi_{bd} * d_1 = 0,2 * 44 = 8,8 \text{ мм} \quad (2.17)$$

ψ_{bd} - відношення ширини вінця до початкового діаметра шестерні, $\psi_{bd} = 0,2$ ([8], с. 45/);

Конструктивно $b_{\omega} = 18$ мм приймається для коліс зачеплення $\frac{z_{19}}{z_{20}}; \frac{z_{23}}{z_{24}}$.
 $b_{\omega} = 15$ мм для решти коліс

Результати геометрії всіх коліс наведено в таблиці 2.9

Таблиця 2.9 - Геометричні параметри зубчастих коліс і шестерень

№ колес а	Модуль m , мм	d дільний діаметр, мм	d_a діаметр виступів, мм	d_f діаметр впадин, мм	b_{ω} ширина вінця, мм
z_1	2	44	48	39	15
z_2	2	52	56	47	15
z_3	2	50	54	45	15
z_4	2	56	60	51	15
z_5	2	54	58	49	15
z_6	2	54	58	49	15
z_7	2	50	54	45	15
z_8	2	58	62	53	15
z_9	2	48	52	43	15
z_{10}	2	60	64	55	15
z_{11}	2	66	70	61	15
z_{12}	2	42	46	37	15
z_{13}	2	48	52	43	15
z_{14}	2	60	64	55	15
z_{15}	2	72	76	67	15
z_{16}	2	66	70	61	15
z_{17}	2	62	66	57	15
z_{18}	2	76	80	71	15
z_{19}	2	50	54	49	18
z_{20}	2	88	92	87	18
z_{21}	1,5	67,5	70,5	63,75	15
z_{22}	1,5	52,5	55,5	48,75	15
z_{23}	1,5	43,5	46,5	39,75	18
z_{24}	1,5	76,5	82,5	72,75	18

2.2.5 Попередній розрахунок валів на міцність

Попередній розрахунок валів на міцність. Діаметр вала з рівняння міцності, визначають за формулою[59,64;65]:

$$d_i = \sqrt[3]{\frac{M_i \cdot 1000}{0,2 \cdot [\tau_i]}}, \quad (2.18)$$

де: M_i - крутний момент на i - м валу, $(H \cdot m)$;
 $[\tau_i]$ - допустима напруга на кручення, що визначається виходячи з рекомендацій /5, стор.3/ Для всіх валів приймаємо $[\tau_i] = 15 MPa$.

Розрахунок діаметрів валів проекрованої коробки швидкостей подано в таблиці 2.10

Таблиця 2.10 - Розрахунок діаметрів валів проекрованої коробки швидкостей

Номер вала	Діаметр вала по формулі (22), (мм)	Стандартне значення діаметра вала, (мм)
VI	$d_{VI} = \sqrt[3]{\frac{6,18 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 12,72$	25
VII	$d_{VII} = \sqrt[3]{\frac{7,18 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 13,38$	20
VIII	$d_{VIII} = \sqrt[3]{\frac{7,9 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 13,81$	20
IX	$d_{IX} = \sqrt[3]{\frac{7,76 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 13,73$	20
X	$d_X = \sqrt[3]{\frac{9,35 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 14,61$	20
XI	$d_{XI} = \sqrt[3]{\frac{8,41 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 14,1$	20
XII	$d_{XII} = \sqrt[3]{\frac{4,58 \cdot 1000}{0,2 \cdot 15}} = 11,51$	20

2.2.6 Розрахунок характеристик міцності валів

Визначення сил, що діють на вали

На рисунку 2.1 наведено схему для розрахунку валів на міцність [67;68;65]:.

Окружну силу, що діє на вал, на якому посаджено зубчасте колесо, визначають за формулою 2.19:

$$P = \frac{2 \cdot M_i}{d_i \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 6,18}{44 \cdot 10^{-3}} = 280,91 \text{ Н}, \quad (2.19)$$

де M_i - крутний момент, що передається на даному валу, Н·м;

d_i – дільний діаметр шестерни, мм.

Радіальну силу, що діє на вал, визначають за формулою 2.20:

$$T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha = 280,91 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 102,24 \text{ Н} \quad (2.20)$$

де α - кут зачеплення, для прямозубих колес $\alpha = 20^\circ$.

Розрахунок сил, що діють на вали, наведено в таблиці 2.11.

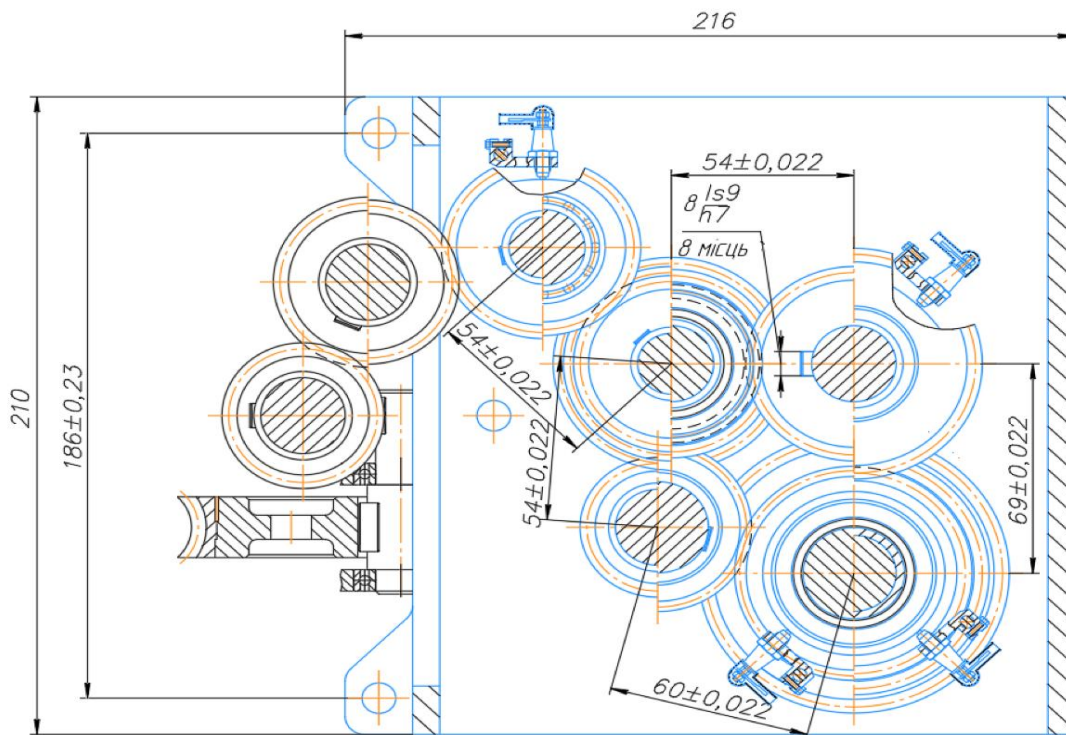


Рисунок 2.1 - Схема для розрахунку валів на міцність

Таблиця 2.11 – Розрахунок сил, що діє на вали

№ вала	$P_{ш}, Н$	$T_{ш}, Н$	$P_{к}, Н$	$T_{к}, Н$
VI	280,91	102,24	-	-
VII	287,2	104,53	276,15	100,51
VIII	292,59	106,49	282,14	102,69
IX	323,33	117,68	287,41	104,61
X	259,72	94,53	311,67	113,44
XI	186,89	68,02	254,85	92,76
XII	-	-	218,1	79,38

2.2.7 Розрахунок шпонкових з'єднань

Призматичні шпонки перевіряються на зминання і на зріз. [54;55;60]:

Перевіряється шпонка на входному валу під зубчастим колесом 6х6х25 ГОСТ 23360-78.

Умова перевірки шпонки за напруженнями зминання

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см}, \quad (2.21)$$

де $\sigma_{см}$ - розрахункове значення напружень зминання, МПа,

$[\sigma]_{см}$ - допустиме значення напружень зминання; МПа, $[\sigma]_{см} = 100$ МПа,

F-сила, створювана шпонкою, Н,

$$F = \frac{2 \cdot T}{d}, \quad (2.22)$$

де T – обертальний момент, що передається шпонкою, Н·м
d - діаметр вала під шпонкою, мм

$A_{см}$ - площа зминання, мм²

$$A_{см} = (h - t_1) \cdot l_p, \quad (2.23)$$

де h – висота шпонки, мм

t_1 - глибина закладення шпонки у вал;

l_p - робоча довжина шпонки, мм

$$l_p = l - b, \quad (2.24)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot (h - t_1) \cdot (l - b)}, \quad (2.25)$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 7,9}{0,02 \cdot (0,006 - 0,0035) \cdot (0,025 - 0,006)} = 16,63 \text{ МПа}$$

Умова перевірки шпонки за напруженнями зминання виконується

$$16,63 \leq 100 \text{ МПа.}$$

Умова перевірки шпонки на зріз:

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{cp}, \quad (2.26)$$

де τ_{cp} - розрахункове значення напружень зрізу, МПа,

$[\tau]_{cp}$ - допустиме значення напружень зрізу, МПа, $[\tau]_{cp} = 60 \text{ МПа}$,

$$\tau_{cp} = \frac{2 \cdot 7,9}{0,02 \cdot 0,025 \cdot 0,006} = 5,27 \text{ МПа}$$

Умова перевірки шпонки за напруженнями зрізу виконується:

$$5,27 \leq 60 \text{ МПа.}$$

Оскільки всі умови перевірки виконано, то шпонка остаточно приймається до виконання.

Решту розрахунків виконано аналогічно, і результати розрахунків занесено в таблицю 2.12.

Таблиця 2.12 - Результати розрахунків шпонкових з'єднань

Вал	b x h x l	T, Нм	d, мм	t ₁ , мм	σ _{см} , МПа	τ _{ср} , МПа
VIII	6x6x25	7,9	20	3,5	16,63	5,27
IX	6x6x20	7,76	20	3,5	22,17	6,47
X	8x7x25	9,35	25	4	14,67	3,74
XI	8x7x18	8,41	25	4	22,43	4,67
XII	8x7x25	4,58	25	4	7,18	1,83

Як видно з таблиці, всі шпонки задовольняють умовам напруження зминання і зрізу.

2.2.8 Розрахунок підшипників кочення

Розрахунок підшипників на динамічну вантажопідйомність [54;59;69];, яка визначається за формулою 2.27:

$$C = 1,2 \cdot R \cdot \left(\frac{n \cdot t \cdot 60}{10^6} \right)^{0,3} \quad (2.27)$$

де R - реакція більш навантаженої підшипникової опори вала, Н;

n - частота обертання вала, об/хв;

t - тривалість роботи підшипника, t = 20000 год.

Динамічна вантажопідйомність підшипника на вхідному валу дорівнює:

$$C = 1,2 \cdot 532,6 \cdot \left(\frac{69,01 \cdot 20000 \cdot 60}{10^6} \right)^{0,3} = 2404,42 \text{ Н}$$

Вантажопідйомність підшипників на інших валах наведено в таблиці 2.13

Таблиця 2.13 Вантажопідйомність підшипників

№ вала	n, об/хв	R, Н	C, Н
VIII	69,01	532,6	2404,42
IX	69,01	165,67	747,92
X	55,21	168,11	709,8
XI	60,23	293,63	1272,56
XII	108,45	207,08	1070,64

2.3 Вибір та опис механізмів системи керування

Відповідно до завдання було спроектовано керування коробкою передач за допомогою електромуфт[5;59;60;66]: . Для перемикання зубчастих коліс були застосовані електромагнітні муфти, які представлені на аркуші КРМ 23-645.00.00.001

Муфти влаштовані наступним чином. У корпусі 5 муфти вбудована котушка 6, струм до якої підводиться через кільце 4. Пакет магнітопровідних фрикційних дисків складається з дисків двох типів. Внутрішні диски розташовані на евольвентних шліцах, нарізаних на втулці 1. Зовнішні диски мають 5-8 пазів, у які входять виступи повідця 2, що з'єднує муфту із зубчастим колесом або іншою деталлю приводу. При подачі струму в котушку магнітний потік замикається через корпус 5, пакет дисків і якір 3. Диски і якір притягуються до корпусу, в результаті між дисками виникає фрикційне зчеплення, і від втулки через внутрішній і зовнішній диски крутний момент передається на поводи і зубчасте колесо. Після відключення муфти відбувається її розчеплення, завдяки пружності зовнішніх дисків, бічні поверхні яких не зовсім плоскі, вони мають жорстку «хвилю» спеціальної форми. У результаті якір відходить вправо до упору в бронзове кільце 7 [5;66].

Струм до кільця підводиться за допомогою щіткотримача [5]. Постійний струм напругою 24 В від позитивного плюса джерела живлення підводиться до щітки 1, встановленої в корпусі 2, через наконечник 3, до якого приєднується струмопровідний дріт. Наконечник захищений ковпачком 4. Вісь щіткотримача спрямовують за радіусом струмознімного кільця.

У проєктованому приводі щіткотримачі кріпляться до стінки корпусу коробки швидкостей за допомогою кронштейнів.

2.4 Опис конструкції модернізованої коробки подач

Після модернізації коробки подач вертикально-свердлильного верстата було отримано більш щільне розміщення подач в діапазоні який практично аналогічному діапазону верстата-прототипу, що дає змогу більш точніше підбирати режими різання під час обробки деталей.

У модернізованій коробці подач застосовується складена структура з використанням зв'язуючого колеса.

Для перемикавання подач замість ручного управління застосовано електричне управління. Ця конструкція мінімізує час на перемикавання з однієї подачі на іншу.

2.5 Висновок по розділу

- 1) На основі проведеного кінематичного розрахунку приводу подач, визначено кількість зубів коробки подач , визначено оптимальну структурну формулу та графік частот обертань, обчислено похибки частот обертання, вибрано електродвигун
- 2) Проведено силовий розрахунок основних елементів, а саме зубчатих коліс, їх модуль та розрахунок на міцність, визначено сили що діють на вали , величини потужності та кутових моментів та розрахункових частот обертання валів приводу
- 3) Описано конструкцію модернізованої коробки подач та механізмів системи керування

3. ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1. Методика проведення досліджень та аналіз вихідних даних дослідження

Дослідження проводили з використанням програмного продукту SolidWorks, а саме його додатку SolidWorks Simulation [71;72] . В процесі виконання досліджень виконано наступне:

1. Обчислення напружено-деформованого стану і переміщень з VIII по XII вал модернізованої коробки швидкостей .
2. Провести статичний аналіз з прикладеними відповідними силами до найбільш навантаженого вала у зборі з метою виявлення максимальних деформацій з використанням SolidWorks Simulation.
3. Провести динамічний розрахунок усіх валів коробки подач.

3.2. Дослідження напружено-деформованого стану і переміщень валів модернізованої коробки швидкостей засобами САЕ

3.2.1 Розрахунок вала VIII

Відповідно до розрахунків у таблиці 2.5 , максимальний крутний момент VIII вала становить 7,9 Н·м, частота обертання - 69,01 об/хв. Також відповідно до таблиці 2.11 радіальна сила що діє в зачепленні шестерні становить $P_{ш} = 292,59$ Н , окружна сила $T_{ш} = 106,49$ Н , а радіальна та окружна сили в зачепленні колеса $P_k = 282,14$ Н, $T_k = 102,69$ Н. Відповідно розрахований стандартний діаметр вала становить 20 мм. Згідно цього діаметра, який ми вважатимемо мінімальним, розпочинаємо конструювання. Діаметром шийки вала вважаємо діаметр посадки підшибників що становить 20 мм і на яку встановлюємо допуск k6 , далі діаметри посадки муфт, шестерень і зубчастих коліс що становить 25 мм і на останньому ступені 20 мм. Далі виконуємо по чергово ступені , на 2 та 3 ступенях виконуємо шпоночні пази. [60;67;68;]

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель VIII вала [23] , який поданий на рисунку 3.1:

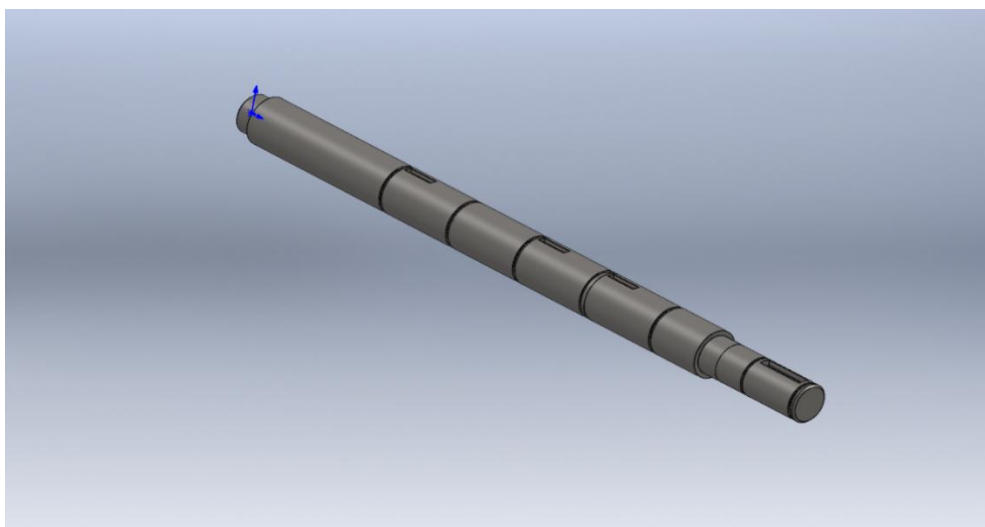


Рис. 3.1 Твердотільна модель VIII вала

Таблиця 3.1 Основні характеристики двохопального шліцевого вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м ³	Густина, кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплового розширення мм/К
1.24	0.00015	7.8	670	880	0.28	$1,1 \times 10^{-5}$

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.2.

Сили прикладаєм у місцях 1 і 3 шийки валу

Таблиця 3.2 Дані сітки:

Тип сітки	Розбит тя	Точк и Якоб і- ана	Розмір Елеме н- та	Допус к	Епюр а якості сітки	Всього вузлів	Всього елеме н- тів	Макси м співвід- ношен ня сторін	% елем із співвід- ношення м сторін <3	% елем із співвід- ношення м сторін <10
Твердоті ла	Станда ртна сітка	16	13,57	0,67	Висок а	21646 0	14547 2	1258,4	91,4	0,273

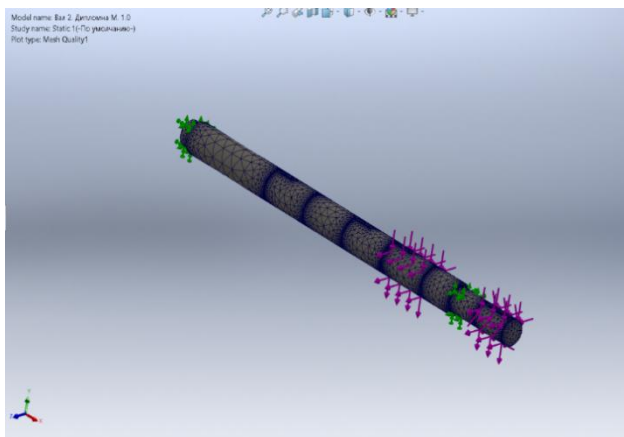


Рисунок 3.2. Сітка вала

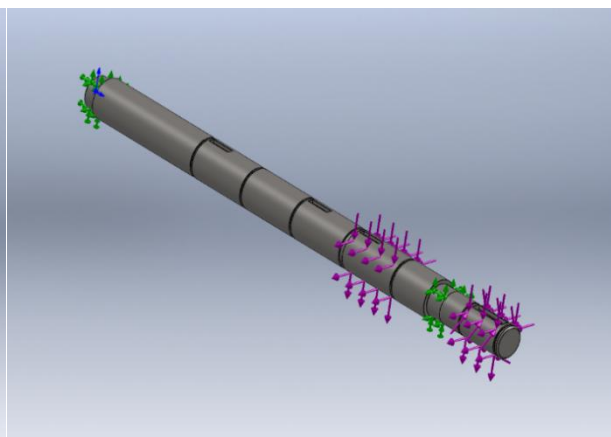


Рисунок 3.3. Схема прикладання сил

Результати автоматизованих розрахунків[72]:

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.3-3.4. відповідно

Таблиця 3.3 Сила реакції :

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	0,01195	388,561	-470,412	610,136

Таблиця 3.4. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	1,258e+03N/m ² Вузол: 264	9,168e+07N/m ² Вузол: 73885
Переміщення	URES Результуюче переміщення	0,000e+00mm Вузол: 126	8,550e-03mm Вузол: 9789
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	1,574e-08 Element: 1649	2,858e-04 Element: 90790

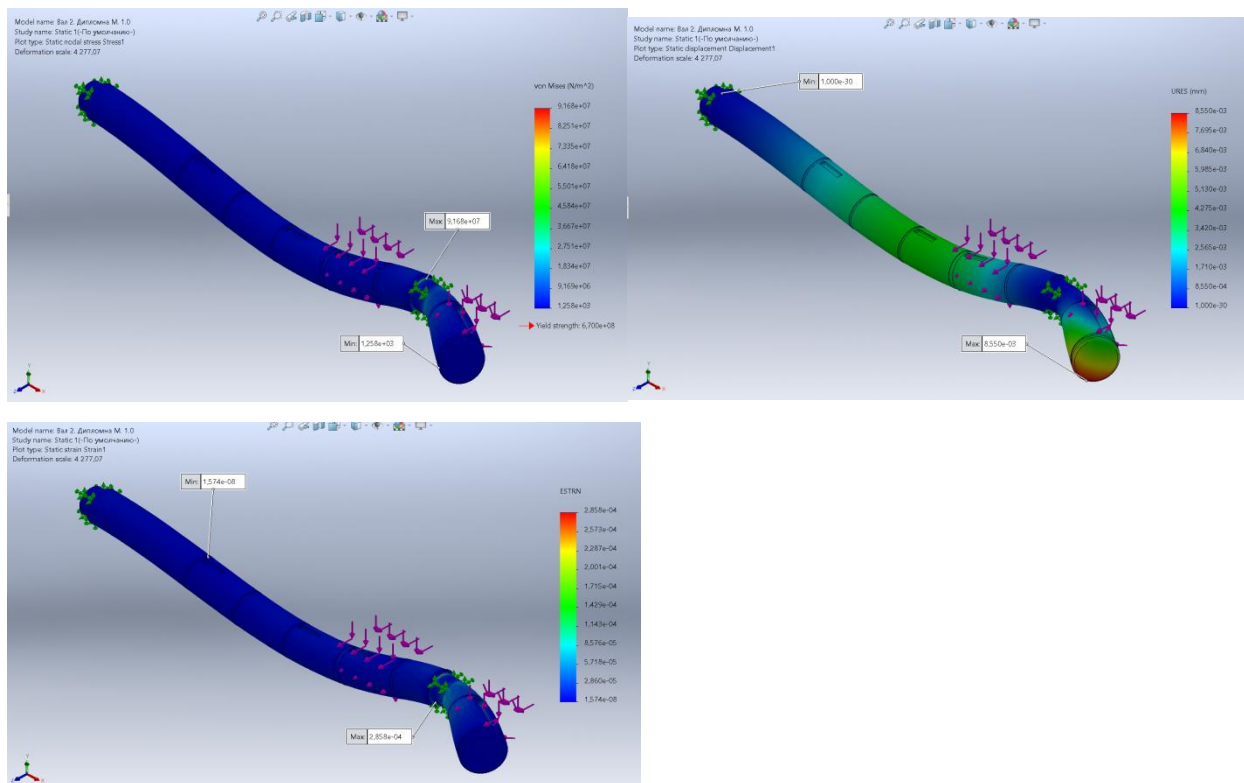


Рис. 3.4. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій VIII вала

Аналіз розрахунку

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

Максимальне напруження становить 91 МПа, в точці розміщення 2 підшибника, вузла 73885. Допустиме напруження становить 670 Мпа. Тому вносимо зміни в конструкцію вала, зменшуючи основні розміри, і на динамічний розрахунок будемо проводити за зміненою конструкцією.

3.2.2 Розрахунок вала IX

Відповідно до розрахунків у таблиці 2.5 , максимальний крутний момент IX вала становить 7,76 Н·м, частота обертання – 55,21 об/хв. Також відповідно до таблиці 2.11 радіальна сила що діє в зачепленні шестерні становить $P_{ш} = 323,33$ Н , окружна сила $T_{ш} = 117,68$ Н , а радіальна та окружна сили в зачепленні колеса $P_k = 287,41$ Н, $T_k = 104,61$ Н. Відповідно розрахований стандартний діаметр вала становить 20 мм. Згідно цього діаметра, який ми вважатимемо мінімальним,

розпочинаємо конструювання. Діаметром шийки вала вважаємо діаметр посадки підшипників що становить 20 мм і на яку встановлюємо допуск k6 , далі діаметри посадки муфт,шестерень і зубчастих коліс що становить 25 мм і на останньому ступені 20 мм. Далі виконуємо почергово ступені , на 2 та 3 ступенях виконуємо шпоночні пази [60;67;68].

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель ІХ вала [23], який поданий на рисунку 3.5:

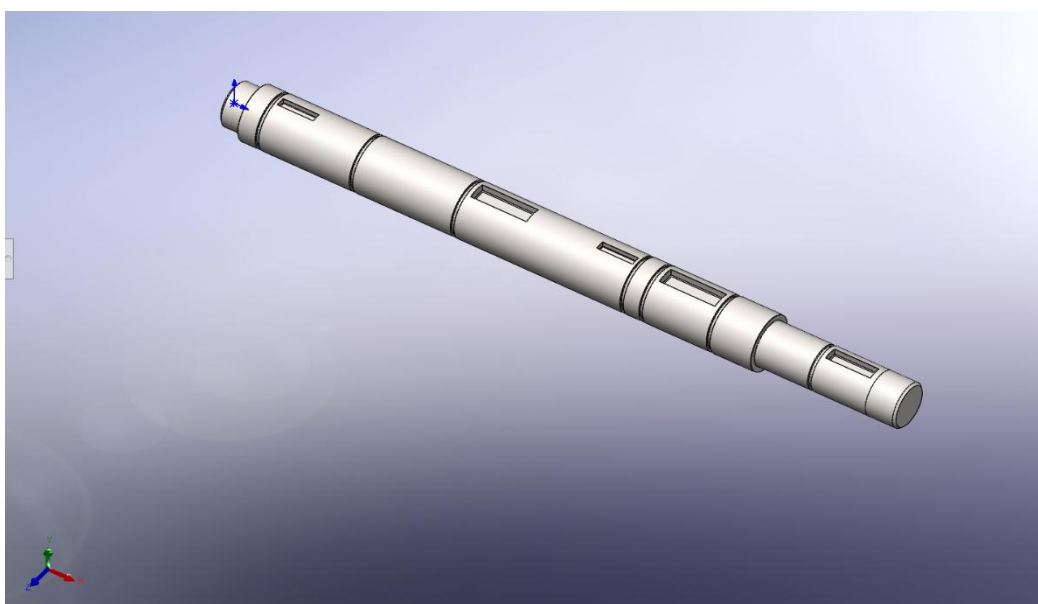


Рис. 3.5 Твердотільна модель ІХ вала

Таблиця 3.5 Основні характеристики ІХ вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м ³	Густина, кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплового розширення мм/К
1.04	0.00013	7.8	670	880	0.28	$1,1 \times 10^{-5}$

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.6.

Сили прикладаєм у місцях 1 і 3 шийки валу

Таблиця 3.6. Дані сітки:

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобіана	Розмір Елемента	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максимум співвідношення сторін	% елементів із співвідношенням сторін <3	% елементів із співвідношенням сторін <10
Твердотіла	Стандартна сітка	16	12,27	0,61	Висока	373839	260451	893,43	94,7	0,175

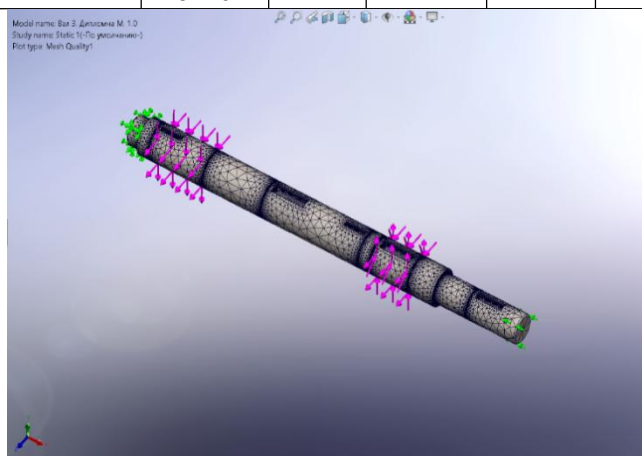


Рисунок 3.6. Сітка вала

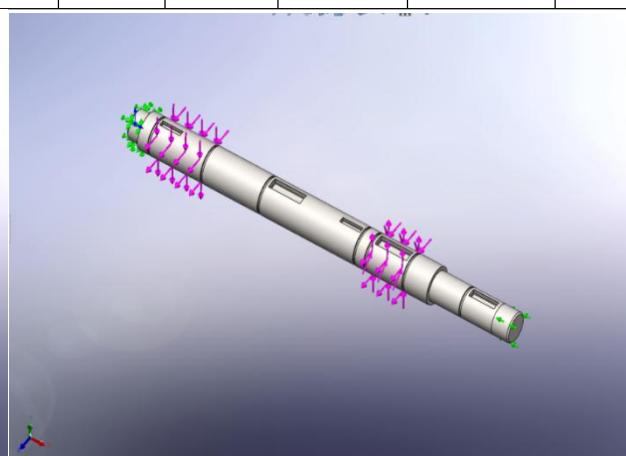


Рисунок 3.7. Схема прикладання сил

Результати автоматизованих розрахунків [72]:

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подано в таблицях 3.7-3.8. відповідно

Таблиця 3.7. Сила реакції :

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	-0,02289	-35,930	-284,779	287,036

Таблиця 3.8. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	5,769e+04N/m ² Вузол: 92212	4,773e+08N/m ² Вузол: 55932
Переміщення	URES Результуюче переміщення	0,000e+00mm Вузол: 123	2,326e-01mm Вузол: 186130

Продовження таблиці 3.8

Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	4,013e-07 Element: 68771	1,509e-03 Element: 82312
-------------------	---	------------------------------------	------------------------------------

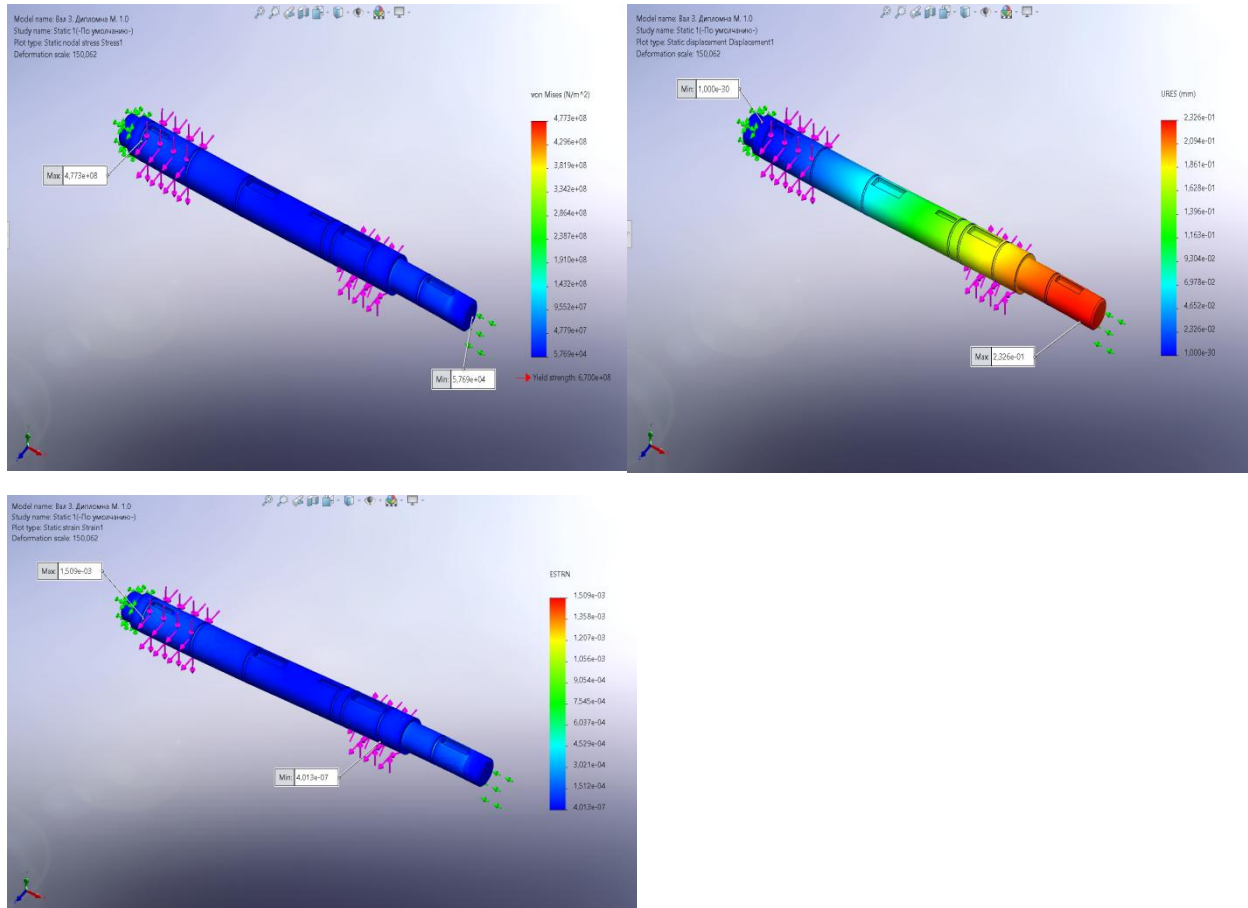


Рис. 3.8. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій IX вала

Аналіз розрахунку

Максимальне напруження становить 477 МПа, в точці розміщення 1 підшибника, вузла 55932. Допустиме напруження становить 670 Мпа.

Тому за результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.2.3 Розрахунок вала X

Відповідно до розрахунків у таблиці 2.5 , максимальний крутний момент X вала становить $9,35 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота обертання – $55,21 \text{ об/хв}$. Також відповідно до таблиці 2.11 радіальна сила що діє в зачепленні шестерні становить $P_{ш} = 259,72 \text{ Н}$, окружна сила $T_{ш} = 94,53 \text{ Н}$, а радіальна та окружна сили в зачепленні колеса $P_k = 311,67 \text{ Н}$, $T_k = 113,44 \text{ Н}$. Відповідно розрахований стандартний діаметр вала становить 20 мм . Згідно цього діаметра, який ми вважатимемо мінімальним, розпочинаємо конструювання. Діаметром шийки вала вважаємо діаметр посадки підшибників що становить 20 мм і на яку встановлюємо допуск $k6$, далі діаметри посадки муфт,шестерень і зубчастих коліс що становить 25 мм і на третьому ступені 30 мм . Далі виконуємо по чергово ступені , на 2, 3 та 4 ступенях виконуємо шпоночні пази [60;67;68].

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель X вала [23], який поданий на рисунку 3.9:

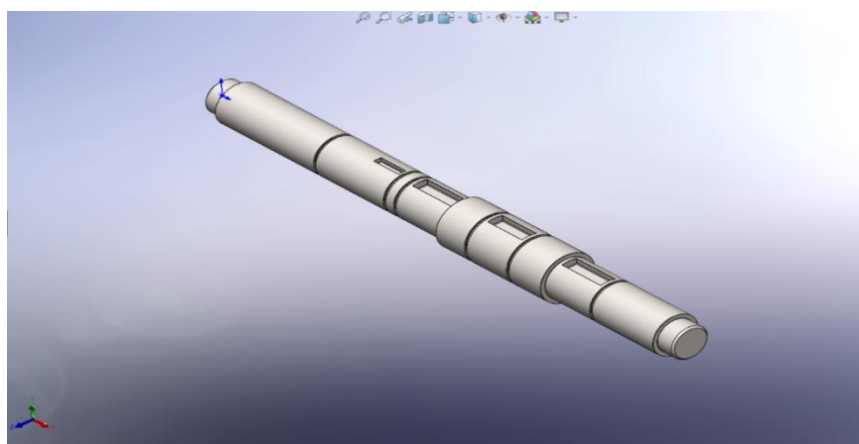


Рис. 3.9 Твердотільна модель X вала

Таблиця 3.9 Основні характеристики X вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м^3	Густина, кг/см^3	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплого розширення мм/К
1.04	0.00013	7.8	670	880	0.28	$1,1 \times 10^{-5}$

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.10.

Сили прикладаєм у місцях 1 і 5 шийки валу

Таблиця 3.10. Дані сітки:

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобі-ана	Розмір Елемента	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максимум співвідношення сторін	% елементів із співвідношенням сторін <3	% елементів із співвідношенням сторін <10
Твердотіла	Стандартна сітка	16	12,96	0,64	Висока	326802	224573	916,27	93,8	0,221

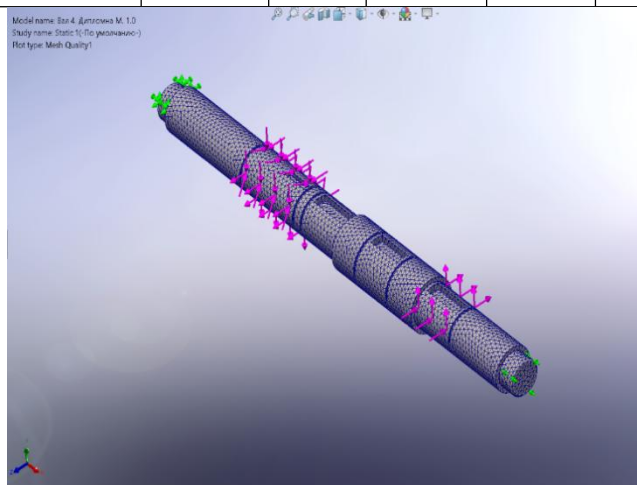


Рисунок 3.10. Сітка вала

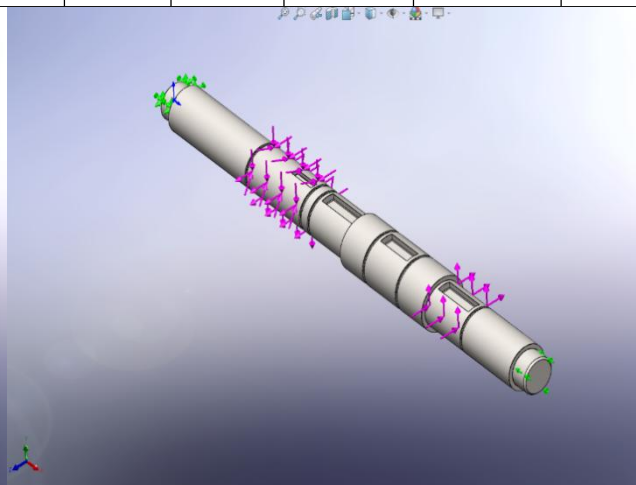


Рисунок 3.11. Схема прикладання сил

Результати автоматизованих розрахунків [72]

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.11-3.12. відповідно

Таблиця 3.11. Сила реакції :

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	0,0055	18,802	-67,3928	69,9664

Таблиця 3.12. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	8,213e+03N/m^2 Вузол: 108902	2,185e+08N/m^2 Вузол: 184859
Переміщення	URES Результуюче переміщення	0,000e+00mm Вузол: 130	1,012e-01mm Вузол: 539

Продовження таблиці 3.12

Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	8,591e-08 Element: 72474	7,247e-04 Element: 67387
------------	--------------------------------------	-----------------------------	-----------------------------

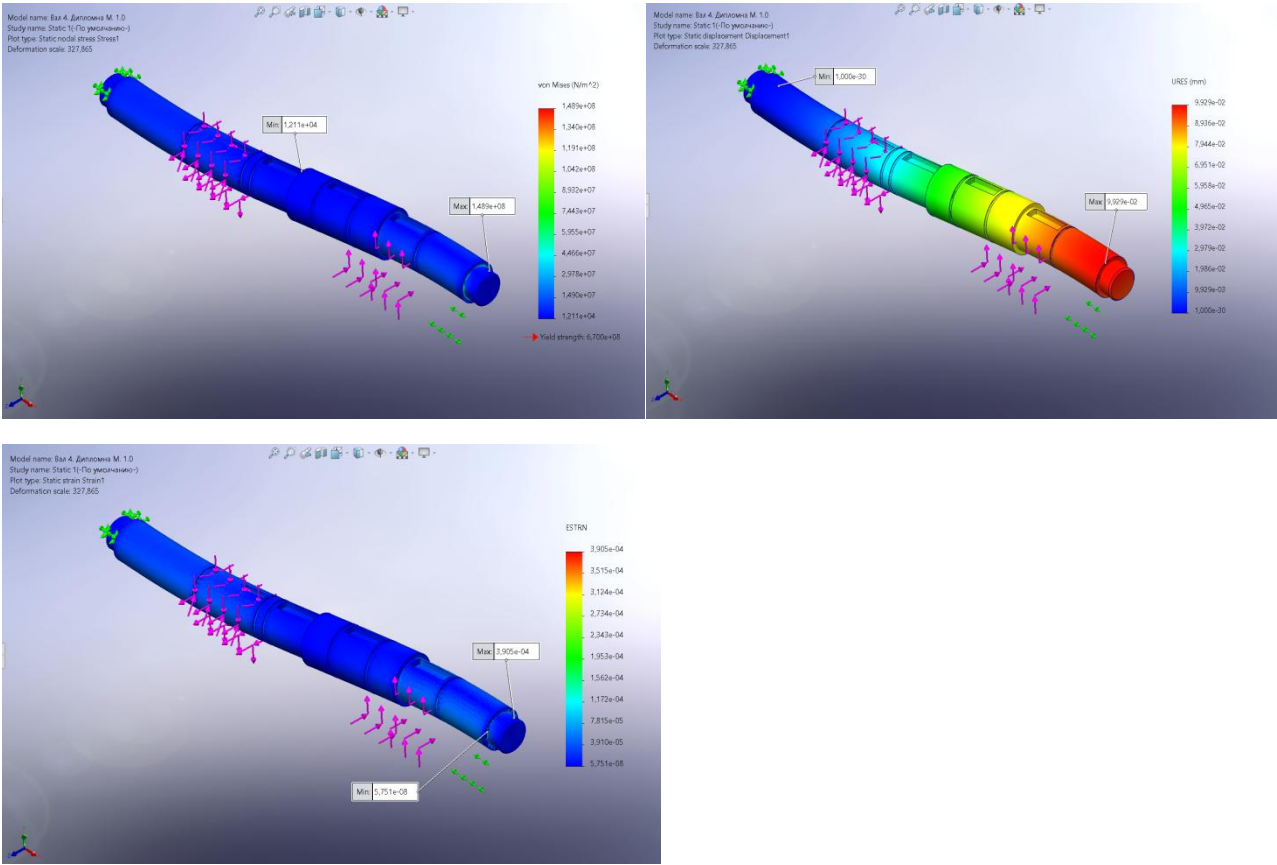


Рис. 3.12. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій Х вала

Аналіз розрахунку

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

Максимальне напруження становить 218 МПа, в точці розміщення 2 підшипника, вузла 184859. Допустиме напруження становить 670 МПа. Тому вносимо зміни в конструкцію вала, зменшуючи основні розміри, і на динамічний розрахунок будемо проводити за зміненою конструкцією.

3.2.4 Розрахунок вала XI

Відповідно до розрахунків у таблиці 2.5 , максимальний крутний момент XI вала становить 8,41 Н·м, частота обертання – 60,23 об/хв. Також відповідно до таблиці 2.11 радіальна сила що діє в зачепленні шестерні становить $P_{ш} = 186,89\text{Н}$, окружна сила $T_{ш} = 68,02\text{ Н}$, а радіальна та окружна сили в зачепленні колеса $P_{к} = 254,85\text{ Н}$, $T_{к} = 92,76\text{ Н}$. Відповідно розрахований стандартний діаметр вала становить 20 мм. Згідно цього діаметра, який ми вважатимемо мінімальним, розпочинаємо конструювання. Діаметром шийки вала вважаємо діаметр посадки підшипників що становить 20 мм і на яку встановлюємо допуск k6 , далі діаметри посадки муфт, шестерень і зубчастих коліс що становить 25 мм і на третьому ступені 30 мм. Далі виконуємо по чергово ступені , на 2,3,4 та 5 ступенях виконуємо шпоночні пази [60;67;68].

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель XI вала [23], який поданий на рисунку 3.13.

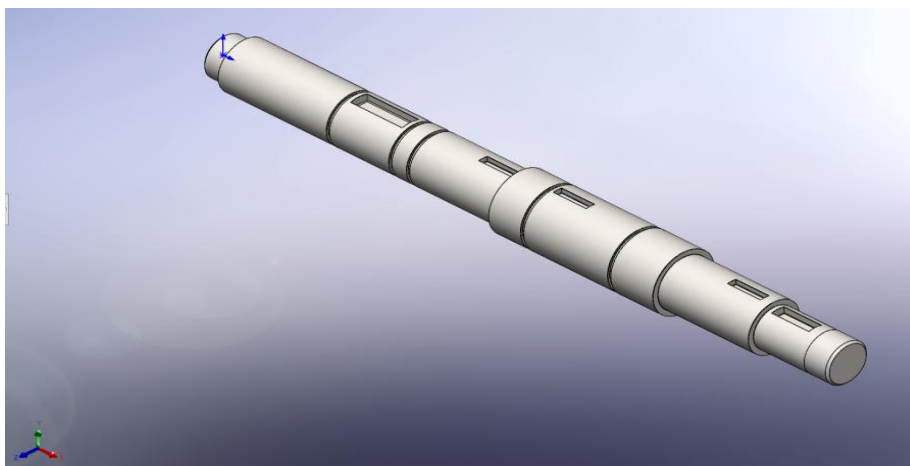


Рис.3.13 Твердотільна модель валу XI

Таблиця 3.13 Основні характеристики XI вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м ³	Густина, кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплого розширення мм/К
1.22	0.00015	7.8	670	880	0.28	$1,1 \times 10^{-5}$

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.14.

Сили прикладаєм у місцях 1 і 5 шийки валу

Таблиця 3.14. Дані сітки:

Тип сітки	Розбит тя	Точк и Якоб і- ана	Розмір Елеме н- та	Допус к	Епюр а якості сітки	Всього вузлів	Всього елеме н- тів	Макси м співвід- ношен ня сторін	% елем із співвід- ношення м сторін <3	% елем із співвід- ношення м сторін <10
Твердоті ла	Станда ртна сітка	16	13,47	0,67	Висок а	28639 9	19699 4	134,89	93,9	0,313

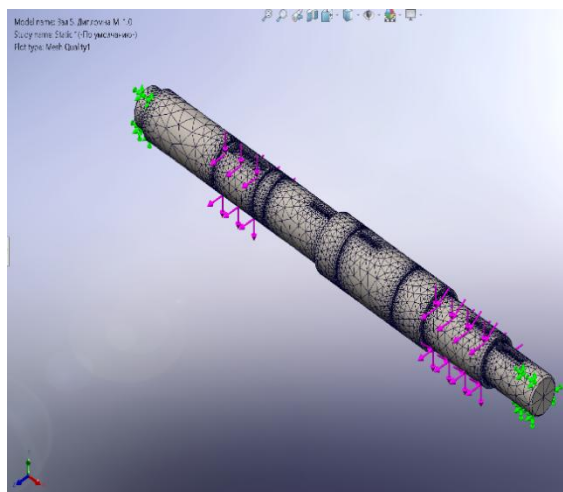


Рисунок 3.14. Сітка вала

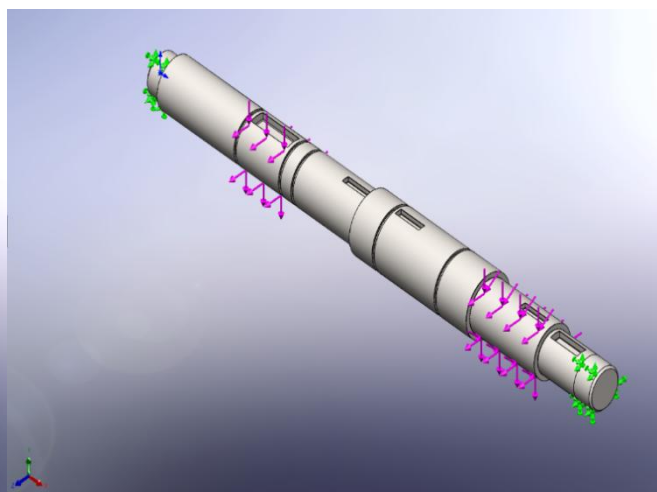


Рисунок 3.15. Схема прикладання сил

Результати автоматизованих розрахунків [72]

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.14-3.15. відповідно

Таблиця 3.14. Сила реакції :

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	-0,0323	322,997	-265,518	418,123

Таблиця 3.15. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	1,279e+04N/m ² Вузол: 180864	1,223e+08N/m ² Вузол: 43701
Переміщення	URES Результуюче переміщення	0,000e+00mm Вузол: 3	9,753e-03mm Вузол: 207708
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	8,791e-08 Element: 30019	4,091e-04 Element: 1109

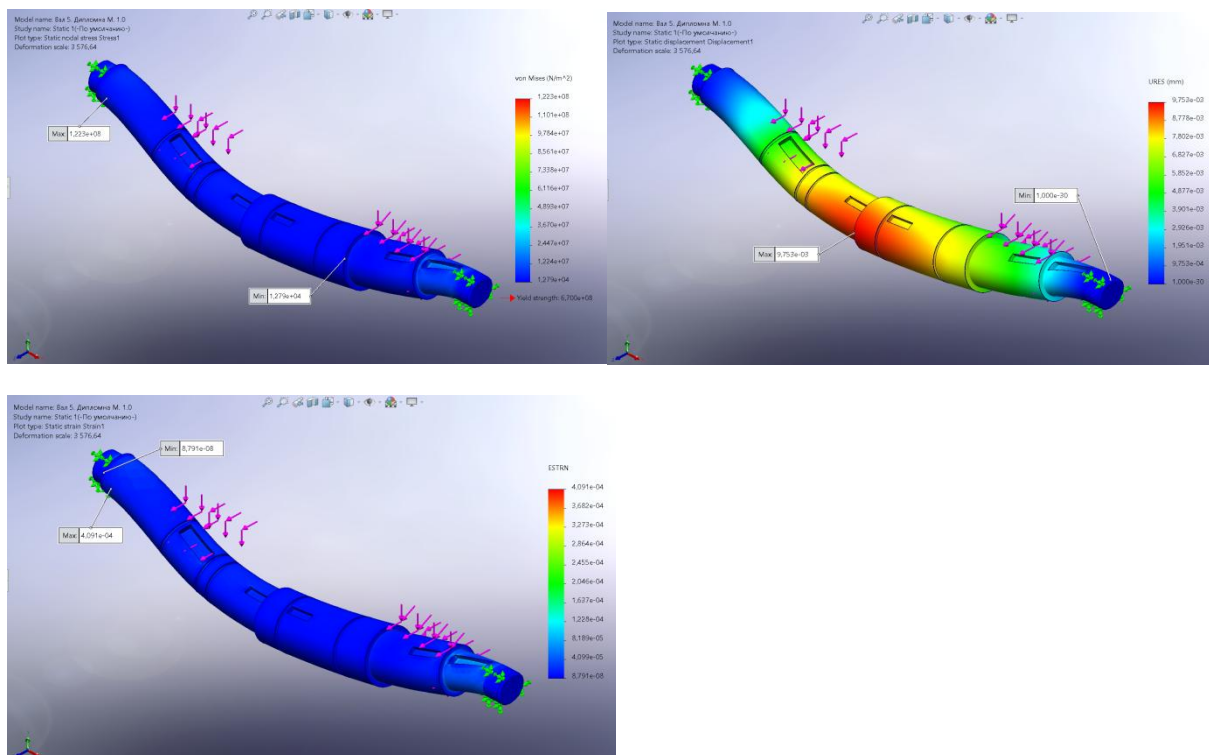


Рис. 3.16. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій XI вала

Аналіз розрахунку

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

Максимальне напруження становить 122 МПа, в точці розміщення біля 2 підшибника на 2 ступені, вузла 43701. Допустиме напруження становить 670 МПа. Тому вносимо зміни в конструкцію вала, зменшуючи основні розміри, і на динамічний розрахунок будемо проводити за зміненою конструкцією.

3.2.5 Розрахунок вала XII

Відповідно до розрахунків у таблиці 2.5 , максимальний крутний момент XII вала становить 4,58 Н·м, частота обертання – 108,45 об/хв. Також відповідно до таблиці 2.11 радіальна та окружна сили в зачепленні колеса $P_k = 218,1$ Н, $T_k = 79,38$ Н. Відповідно розрахований стандартний діаметр вала становить 20 мм. Згідно цього діаметра, який ми вважатимемо мінімальним, розпочинаємо конструювання. Діаметром шийки вала вважаємо діаметр посадки підшибників що становить 20 мм і на яку встановлюємо допуск k6 , далі діаметри посадки муфт, шестерень і зубчастих коліс що становить 25 мм і на першому ступені 20 мм. Далі виконуємо почергово ступені , на 2 та 4 ступенях виконуємо шпоночні пази [60;67;68].

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель XII вала [23] , який поданий на рисунку 3.17:

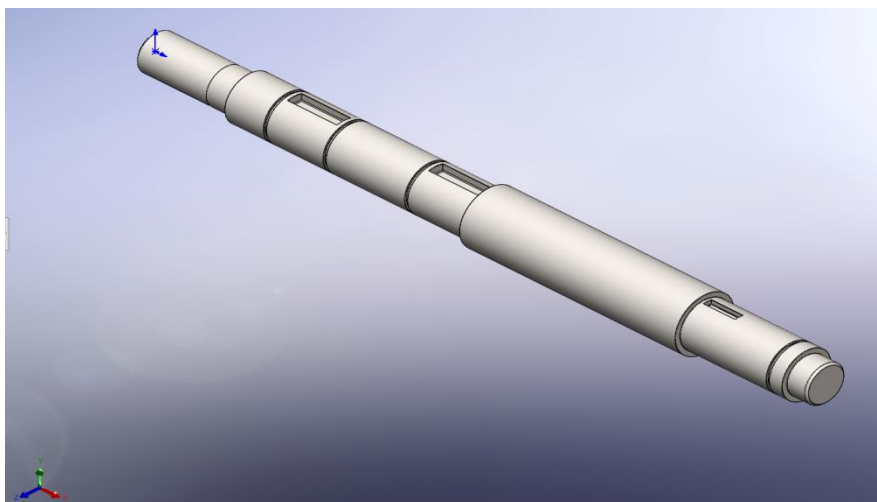


Рис.3.17. Твердотільна модель валу XII

Таблиця 3.16 Основні характеристики XII вала та його матеріалу:

Маса, кг	Об'єм м ³	Густина, кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуансона	Коефіцієнт теплого розширення мм/К
1.22	0.00015	7.8	670	880	0.28	$1,1 \times 10^{-5}$

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані у таблиці 3.17.

Сили прикладаємо у місцях 1 та 5 шийки валу

Тип сітки	Розбит тя	Точк и Якоб і- ана	Розмір Елеме н- та	Допус к	Епюр а якості сітки	Всього вузлі в	Всього елеме н- тів	Макси м співвід- ношен ня сторін	% елем із співвід- ношення м сторін <3	% елем із співвід- ношення м сторін <10
Твердоті ла	Станда ртна сітка	16	0,0124	0,000 6	Висок а	24841 4	16917 4	878,85	93,7	0,31

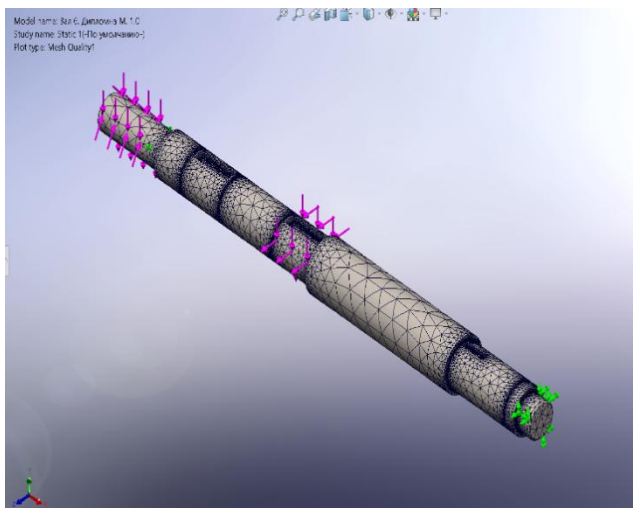


Рисунок 3.18. Сітка вала

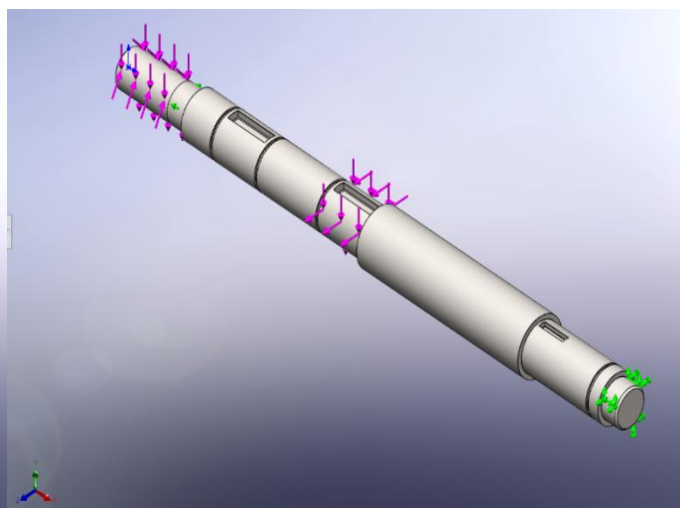


Рисунок 3.19. Схема прикладання сил

Результати автоматизованих розрахунків [72]:

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 3.18-3.19. відповідно

Таблиця 3.18. Сила реакції

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	-0,182859	193,852	-177,022	262,517

Таблиця 3.19. Результати автоматизованих розрахунків:

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження VON Mises	3,257e+04N/m ² Вузол: 168100	3,336e+08N/m ² Вузол: 158689
Переміщення	URES Результуюче переміщення	0,000e+00mm Вузол: 3	1,257e-01mm Вузол: 4220
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	3,104e-07 Element: 93181	1,140e-03 Element: 30933

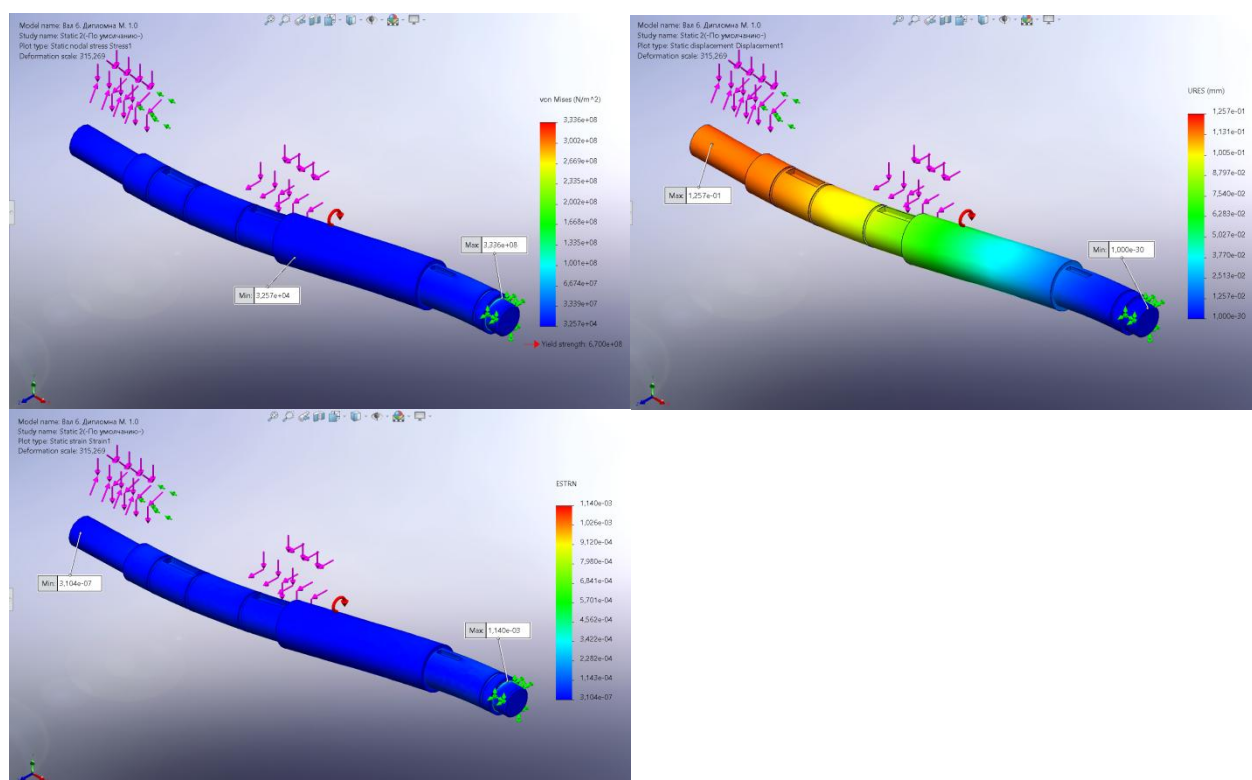


Рис. 3.20. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій XII вал
Аналіз розрахунку

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

Максимальне напруження становить 336 МПа, в точці розміщення 2 підшибника, вузла 158689. Допустиме напруження становить 670 МПа. Тому вносимо зміни в конструкцію вала, зменшуючи основні розміри, і на динамічний розрахунок будемо проводити за зміненою конструкцією.

3.3. Динамічний розрахунок валів коробки подач

3.3.1 Динамічний розрахунок вала VIII

Проведено динамічний аналіз полегшеної конструкції VIII валу [72]. Частоти коливань вала VIII коробки подач подано на рисунках 3.21-3.22 та таблиці 3.20

Таблиця 3.20. Результат динамічного розрахунку

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	8,819e+03N/m ²	1,782e+07N/m ²
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	1,000e-30mm	7,068e-03mm

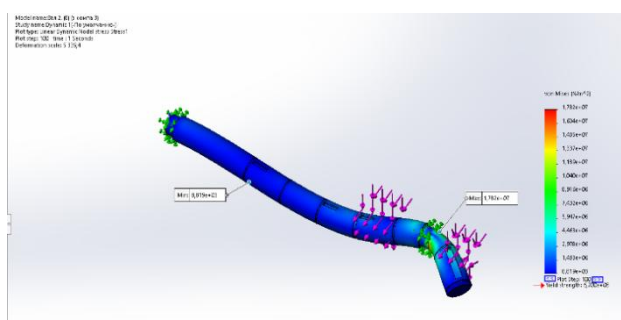


Рисунок 3.21. Розрахунок динамічних напружень

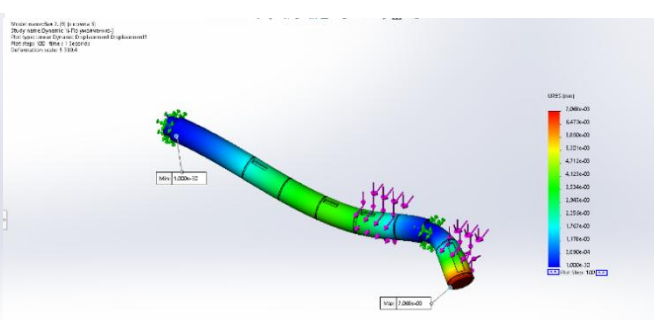


Рисунок 3.22. Розрахунок динамічних переміщень

За результатами динамічних розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.3.2 Динамічний розрахунок вала IX

Проведено динамічний аналіз полегшеної конструкції IX валу [72]. Частоти коливань вала IX коробки подач подано на рисунках 3.23-3.24 та таблиці 3.21

Таблиця 3.20. Результат динамічного розрахунку

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	3,369e+04N/m ²	3,486e+08N/m ²
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	1,000e-30mm	4,209e-01mm

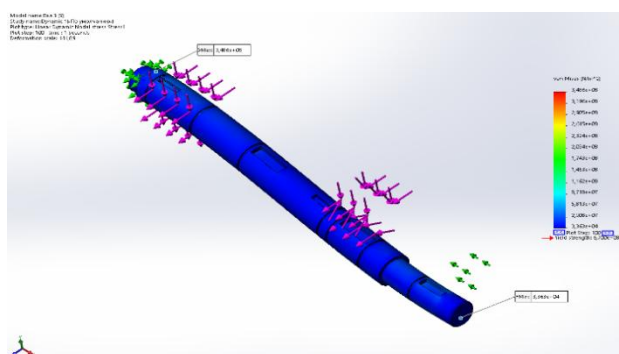


Рисунок 3.23. Розрахунок динамічних напружень

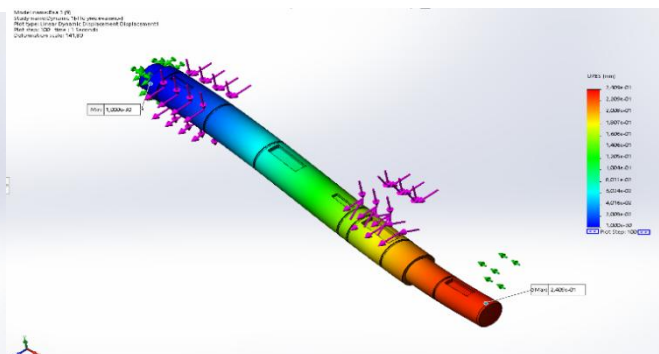


Рисунок 3.24. Розрахунок динамічних переміщень

За результатами динамічних розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.3.3 Динамічний розрахунок вала X

Проведено динамічний аналіз полегшеної конструкції X валу [72]. Частоти коливань вала X коробки подач подано на рисунках 3.25-3.26 та таблиці 3.22

Таблиця 3.22. Результат динамічного розрахунку

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	5,263e+04N/m ²	2,610e+07N/m ²
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	1,000e-30mm	9,697e-02mm

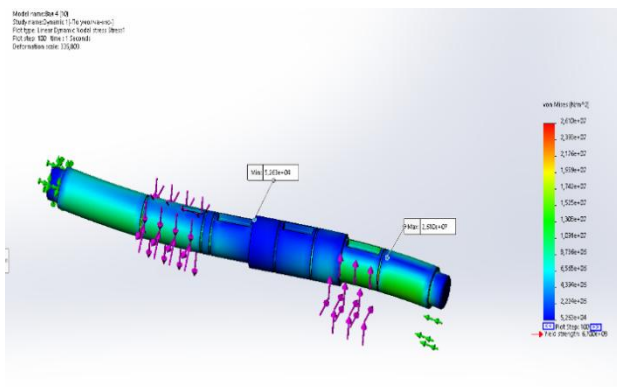


Рисунок 3.25. Розрахунок динамічних напружень

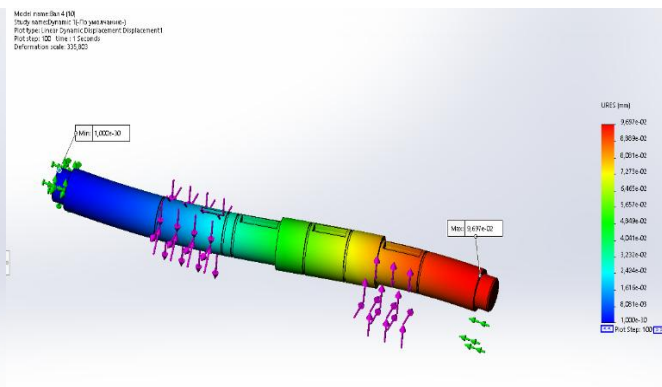


Рисунок 3.26. Розрахунок динамічних переміщень

За результатами динамічних розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.3.4 Динамічний розрахунок вала XI

Проведено динамічний аналіз полегшеної конструкції XI валу [72]. Частоти коливань вала XI коробки подач подано на рисунках 3.27-3.28 та таблиці 3.23

Таблиця 3.23. Результат динамічного розрахунку

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	5,263e+04N/m ²	2,610e+07N/m ²
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	1,000e-30mm	9,697e-02mm

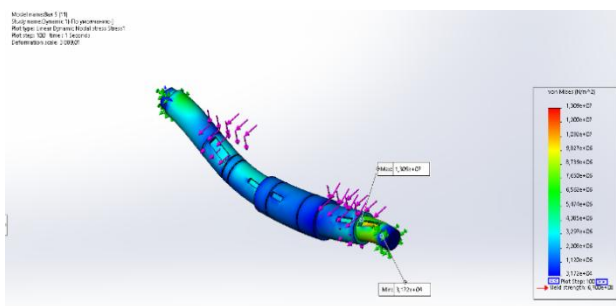


Рисунок 3.27. Розрахунок динамічних напружень

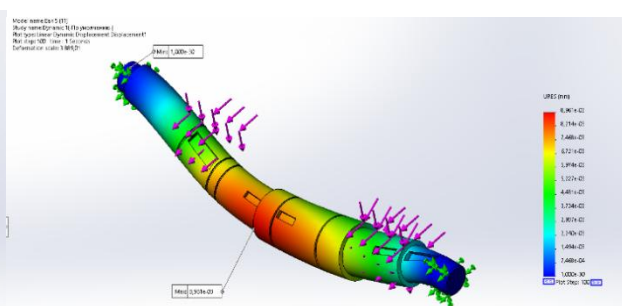


Рисунок 3.28. Розрахунок динамічних переміщень

За результатами динамічних розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.3.5 Динамічний розрахунок вала XII

Проведено динамічний аналіз полегшеної конструкції валу XII [72]. Частоти коливань вала XII коробки подач подано на на рисунках 3.29-3.30 та таблиці 3.24

Таблиця 3.24 Результат динамічного розрахунку

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	1,381e+03N/m ² Node: 120036	3,615e+08N/m ² Node: 145771
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	0,000e+00mm Node: 3	1,242e-01mm Node: 61804

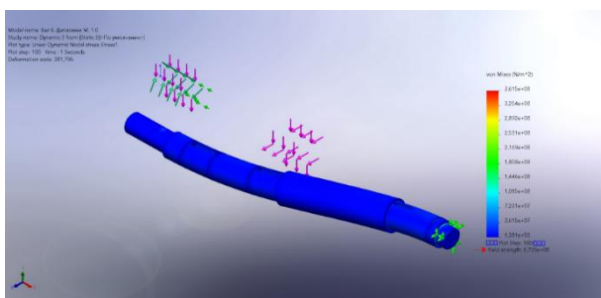


Рисунок 3.29. Розрахунок динамічних напружень

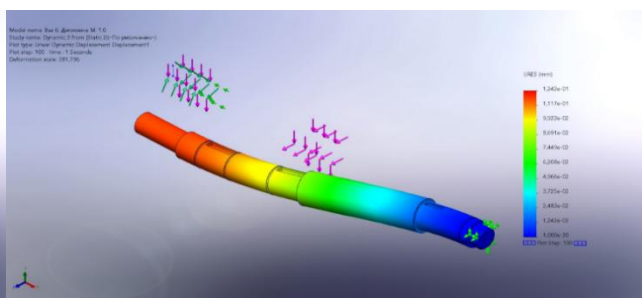


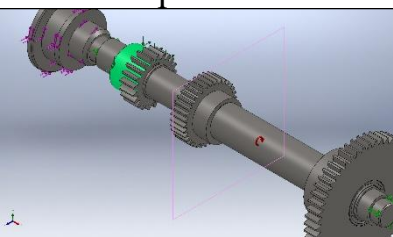
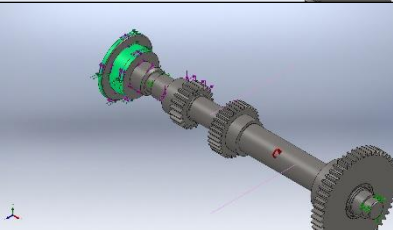
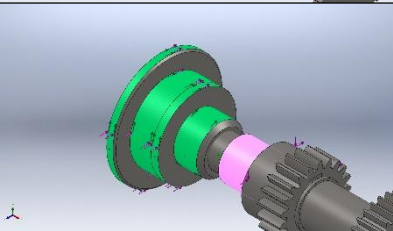
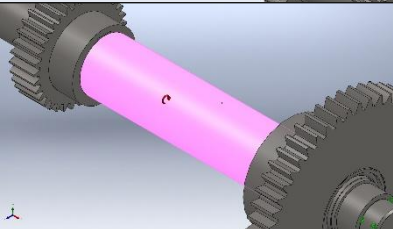
Рисунок 3.30. Розрахунок динамічних переміщень

За результатами динамічних розрахунків всі параметри вала знаходяться в допустимих межах.

3.3.6 Статичний розрахунок вала XII в зборі

Прикладемо зусилля до вала XII в зборі, найбільш навантаженого вала у приводі подач [23;72]:

Таблиця.3.25 Прикладання навантажень

Тип навантаження	Зображення	Дані
Сила		Об'єкти: 1 грань, 1 площа Тип: Прикласти силу Значення: 218,1; -79,38; --- N
Сила 2		Об'єкти: 3 грані, 1 площ. Тип: Застосувати силу Значення 114,5; ---; --- N
Крутний момент		Об'єкти: 4 грані Тип: Прикласти крутний момент Значення: 4,58 Н.м
Відцентрова сила		Кутова швидкість: 108,45 об/хв Кутове прискорення: 0 об/хв ²

Задаємо параметри сітки

Таблиця 3.26. Параметри сітки

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобіана	Розмір Елементів	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максимум співвідношення сторін	% елементів із співвідношенням сторін <10
Твердотіла	Стандартна сітка	16	17,36	0,86	Висока	2219056	140731	1045,8	0,747

В результаті проведеної симуляції отримано наступні результати:

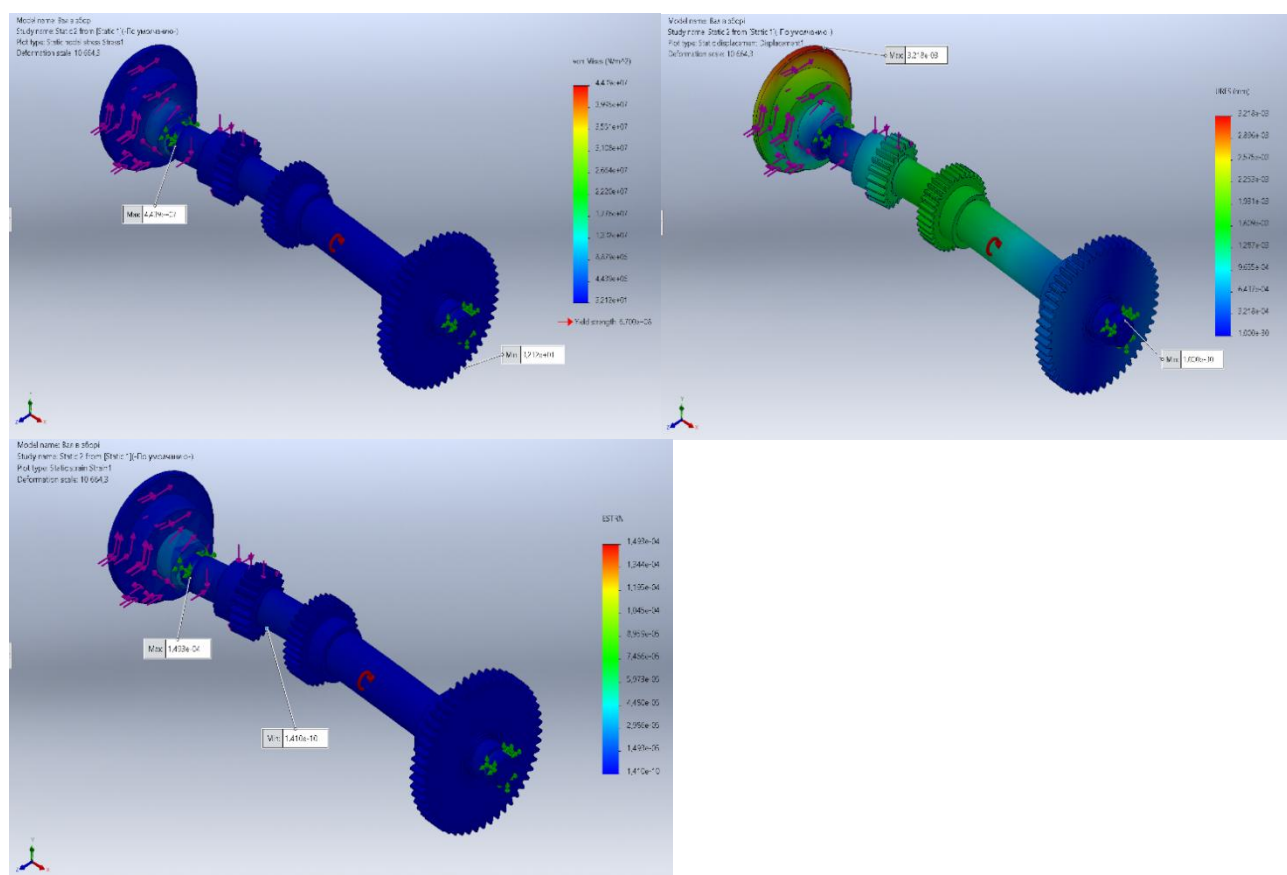


Рис. 3.31. Розрахунок напружень, переміщень та деформацій XII вала в зборі

За результатами автоматизованих розрахунків всі параметри XII вала в зборі знаходяться в допустимих межах.

Максимальне напруження становить 44 МПа, в точці розміщення 1 підшипника. Допустиме напруження становить 670 МПа, тобто міцність забезпечується

3.3.7 Динамічний розрахунок вала XII в зборі

Також було проведено динамічний аналіз найбільш навантаженого XII вала в зборі

Для проведення аналізу задавали початкові умови дослідження, матеріали елементів, типи та інші параметри сітки, одиниці вимірювань та прикладені зусилля аналогічні, як при статичному розрахунку

Результати динамічного розрахунку:

Таблиця 3.27

Вид розрахунку	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: von Mises Stress at Step No: 100(1 Seconds)	6,488e+01N/m ² Node: 1776	7,406e+07N/m ² Node: 130185
Переміщення	URES: Resultant Displacement at Step No: 100(1 Seconds)	0,000e+00mm Node: 52326	5,793e-03mm Node: 149158

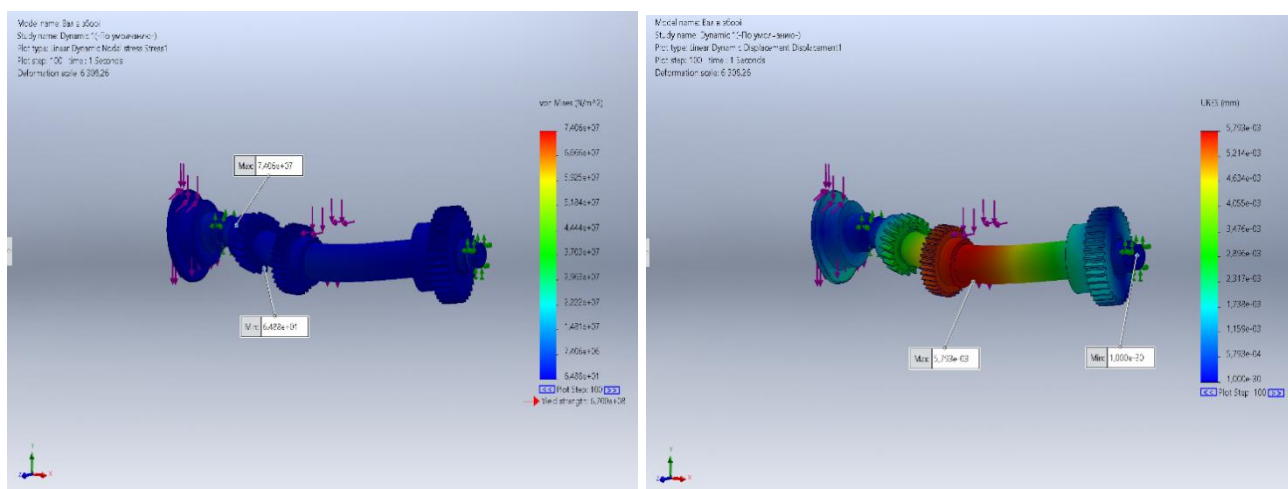


Рис. 3.32 Розрахунок динамічних напружень та переміщень

Як видно з рисунку 3.32. параметри валу в зборі знаходяться в допустимих межах, максимальна амплітуда коливань становить 0,005 мм

3.5 Висновки по розділу

1. Проведений статичний розрахунок напружень, переміщень, деформацій з VIII по XII вал коробки подач.
2. Проведено динамічний розрахунок змінених валів знапружень та переміщень з VIII по XII ввали
3. Проведено статичний та динамічний аналіз найбільш навантаженого вала у зборі.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Охорона праці

4.1.1 Психологічне здоров'я працівників. Вплив стресу та методи підтримки психологічного благополуччя на роботі.

Психологічне здоров'я працівників є важливим аспектом загального здоров'я та продуктивності на робочому місці. Сучасні робочі умови часто призводять до високих рівнів стресу, неувага до психологічного комфорту в процесі роботи може мати негативні наслідки як для фізичного, так і для психічного здоров'я.

Ненормований робочий день, занадто важке навантаження, відсутність планування в процесі роботи сприяють втомі, яка може накопичуватися. Людина почувається виснаженою, ефективність праці падає. Згодом виникає явище, яке називають «вигоранням».

Причини робочого стресу:

1. Високе робоче навантаження. Однією з головних причин стресу на робочому місці є надмірне навантаження. Коли працівники мають занадто багато завдань або непомірно довгі робочі години, це може призводити до хронічного стресу. Постійна необхідність виконувати термінові завдання або брати на себе додаткові обов'язки може викликати почуття перевантаження та виснаження.

2. Невизначеність робочих вимог. Невизначеність у робочих вимогах або очікуваннях може також бути значним джерелом стресу. Коли працівники не розуміють чітко свої обов'язки, цілі або критерії оцінки їхньої роботи, це може викликати тривогу та розгубленість. Невизначеність може також виникати через часті зміни в керівництві або організаційній структурі.

3. Недостатня підтримка від керівництва. Коли працівники не отримують належної підтримки від своїх керівників або колег, це може посилити почуття ізоляції та безпорадності. Відсутність зворотного зв'язку, недостатня комунікація

та відсутність можливості звернутися за допомогою у складних ситуаціях можуть призвести до стресу.

4. Конфлікти на робочому місці. Конфлікти з колегами або керівниками можуть бути серйозним джерелом стресу. Напружені відносини, незгода або неконструктивна критика можуть знижувати моральний дух працівників і викликати емоційний дискомфорт. Конфлікти також можуть впливати на продуктивність та загальну атмосферу на робочому місці.

5. Низька винагорода та недостатнє визнання. Почуття, що зусилля працівника не оцінюються належним чином, може викликати розчарування та стрес. Недостатня винагорода за виконану роботу, відсутність підвищень або нагород можуть негативно впливати на мотивацію працівників. Визнання досягнень та своєчасне заохочення є важливими для підтримки морального духу та зниження стресу.

6. Робочі умови та навколишнє середовище. Неадекватні робочі умови, такі як погане освітлення, недостатня вентиляція або шум, можуть сприяти зростанню стресу. Необхідність працювати в незручних або небезпечних умовах може також викликати фізичний та психічний дискомфорт.

7. Відсутність контролю та автономії. Почуття, що працівник не має контролю над своєю роботою або не може приймати важливі рішення, може бути джерелом стресу. Невідсутність автономії може знижувати відчуття відповідальності та мотивацію, а також викликати почуття без

Вплив стресу на працівників:

1. Фізичне здоров'я. Хронічний стрес може мати серйозні наслідки для фізичного здоров'я працівників. Підвищений рівень стресу пов'язаний з ризиком розвитку серцево-судинних захворювань, таких як гіпертонія, інфаркт та інсульт. Крім того, стрес може впливати на імунну систему, роблячи організм більш вразливим до інфекцій та хвороб. Порушення травлення, головний біль та розлади сну також є поширеними фізичними симптомами стресу.

2. Психічне здоров'я. Стрес безпосередньо впливає на психічне здоров'я працівників. Постійний тиск та навантаження можуть призвести до розвитку тривожних розладів, депресії та вигоряння. Вигоряння є особливо небезпечним станом, оскільки воно не лише знижує продуктивність працівника, але й може призвести до серйозних психологічних проблем, які потребують тривалого лікування.

3. Соціальні відносини. Стрес може негативно впливати на соціальні відносини на робочому місці. Підвищена дратівливість, зниження комунікативних здібностей та конфлікти з колегами є типовими наслідками стресових ситуацій. Це може призвести до зниження командного духу та ефективності співпраці.

Методи підтримки психологічного благополуччя. На що має звернути увагу роботодавець, щоби уникнути ризиків для психічного здоров'я працівників:

1. Забезпечення робочого балансу: Важливо встановити чіткі межі між роботою та особистим життям, щоб уникнути перевантаження та вигорання.

2. Підтримка відкритого спілкування: Заохочення працівників до відкритого обговорення своїх проблем та труднощів може допомогти знизити рівень стресу та сприяти створенню дружньої робочої атмосфери.

3. Програми підтримки працівників: Забезпечення доступу до консультаційних програм, тренінгів з управління стресом та програм фізичної активності може значно покращити психологічне здоров'я працівників.

4. Створення сприятливих умов праці: Поліпшення умов праці, включаючи організацію робочих місць, забезпечення комфортних умов та створення можливостей для відпочинку, може зменшити рівень стресу.

5. Визнання досягнень: Відзначення успіхів та досягнень працівників сприяє підвищенню їхньої мотивації та задоволення від роботи[74] .

4.2 Безпека в надзвичайних ситуаціях

4.2.1 Стихійні лиха. Стратегії підготовки до стихійних лих

Стихійні лиха - це такі явища природи, що викликають екстремальні ситуації, порушують нормальну життєдіяльність населення, роботу безлічі об'єктів.

За причиною виникнення стихійні лиха поділяють на:

- тектонічні (пов'язані з процесами, які відбуваються в надрах землі), до них належать землетруси, виверження вулканів;
- топологічні (пов'язані з процесами, які відбуваються на поверхні землі), до них належать повені, зсуви, селі;
- метеорологічні (пов'язані з процесами, які відбуваються в атмосфері), до них належать спека, урагани, посуха та ін.

Основні види стихійних лих:

1.Землетруси.

Землетруси виникають через рухи земної кори та можуть спричиняти значні руйнування. Вони небезпечні своїми несподіваними та інтенсивними коливаннями, що можуть зруйнувати будівлі, дороги та іншу інфраструктуру.

2.Повені.

Повені можуть виникати через інтенсивні опади, прорив дамб або підняття рівня води в річках. Вони можуть затоплювати великі території, руйнувати будівлі та інфраструктуру, а також призводити до втрати врожаю.

3. Урагани та тайфуни.

Ці стихійні лиха супроводжуються сильними вітрами, інтенсивними опадами та великими хвилями. Вони можуть зруйнувати будівлі, спричинити повені та знеструмлення великих територій.

4.Лісові пожежі.

Лісові пожежі можуть швидко поширюватися, знищуючи великі площі лісів, житлові будинки та іншу інфраструктуру. Вони також призводять до значних екологічних та економічних втрат.

5. Зсуви та обвали.

Ці явища виникають через нестійкість ґрунту на схилах. Вони можуть зруйнувати будівлі, дороги та інші об'єкти, а також призводити до загибелі людей.

Серед стихійних явищ природного походження в Україні найчастіше трапляються: геологічні небезпечні явища (зсуви, обвали та осипи, просадки земної поверхні); метеорологічні небезпечні явища (зливи, урагани, сильні снігопади, сильний град, ожеледь); гідрологічні небезпечні явища (повені, паводки, підвищення рівня ґрунтових вод та ін.); природні пожежі лісових масивів.

Стихійні лиха виникають раптово й носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будівлі і споруди, знищувати цінності, порушувати процеси виробництва, спричиняти загибель людей, безліч тварин.

Вплив стихійних лих:

1. Економічні втрати.

Стихійні лиха можуть призводити до значних економічних втрат через руйнування інфраструктури, зупинку виробництва та втрату врожаю. Відновлення після таких подій може вимагати значних фінансових ресурсів та часу.

2. Соціальні наслідки. Лиха можуть спричиняти втрату житла, роботи та доходів. Вони також можуть впливати на психічне здоров'я людей, призводячи до стресу, тривоги та депресії.

3. Екологічні наслідки. Стихійні лиха можуть негативно впливати на довкілля, знищуючи флору та фауну, забруднюючи водні ресурси та ґрунти. Це може призводити до втрати біорізноманіття та погіршення якості навколишнього середовища.

Так як стихійні лиха, такі як землетруси, урагани, повені та лісові пожежі, можуть мати катастрофічні наслідки для суспільства, економіки та навколишнього середовища, підготовка до таких подій є критично важливою для зменшення їх негативного впливу.

Сучасні підходи до підготовки до стихійних лих

1. Системи раннього попередження

Системи раннього попередження є ключовими елементами підготовки до стихійних лих. Вони включають датчики та технології спостереження, які дозволяють швидко виявити наближення небезпеки та повідомити населення про необхідність вжиття заходів безпеки. Прикладами таких систем є сейсмічні датчики для попередження про землетруси та радіолокаційні системи для відстеження ураганів.

2. Освіта та навчання населення

Освіта та навчання населення щодо дій у разі надзвичайних ситуацій є важливою складовою підготовки. Проведення тренінгів, розробка планів евакуації та розповсюдження інформаційних матеріалів допомагають підвищити обізнаність населення про можливі загрози та способи реагування на них. Важливо також залучати до цього процесу школи та інші навчальні заклади, щоб забезпечити підготовку молодого покоління.

3. Планування та координація дій

Ефективне планування та координація дій між різними організаціями та службами є критично важливими під час надзвичайних ситуацій. Це включає розробку планів реагування на рівні держави, регіону та місцевих громад, а також проведення спільних навчань та симуляцій для забезпечення злагодженої роботи всіх залучених сторін.

4. Інфраструктурні заходи

Підготовка до стихійних лих також включає інфраструктурні заходи, такі як зміцнення будівель, створення резервних систем постачання води та електроенергії, а також будівництво захисних споруд, таких як дамби та укріплення берегової лінії.

Забезпечення систем моніторингу, а саме впровадження систем моніторингу погоди, сейсмічної активності та інших потенційних загроз. Використання

технологій для прогнозування та раннього попередження про наближення стихійних лих.

Ці заходи можуть значно зменшити шкоду від стихійних лих та забезпечити швидке відновлення після них.

Аналіз ефективності підходів

Ефективність сучасних підходів до підготовки до стихійних лих значною мірою залежить від їх інтеграції та реалізації на всіх рівнях суспільства. Системи раннього попередження показали свою високу ефективність у зменшенні кількості жертв та шкоди від стихійних лих. Проте їх успішність залежить від оперативності та точності інформації, а також готовності населення діяти відповідно до отриманих повідомлень.

Освіта та навчання населення є ефективними інструментами для підвищення рівня готовності, але потребують постійного оновлення інформації та регулярного проведення тренінгів. Планування та координація дій вимагають тісної співпраці між різними організаціями та службами, що може бути складним завданням, але є ключовим для забезпечення ефективного реагування.

Інфраструктурні заходи є важливими для зниження шкоди від стихійних лих, але потребують значних фінансових та людських ресурсів. Їх ефективність значною мірою залежить від якості виконання та регулярного обслуговування.

Отже, забезпечення ефективної підготовки до стихійних лих вимагає комплексного підходу, що включає технологічні, освітні, організаційні та інфраструктурні заходи. Основні рекомендації для покращення підготовки включають:

1. Посилення систем раннього попередження: Інвестування в новітні технології та забезпечення оперативного інформування населення.

2. Підвищення обізнаності населення: Регулярне проведення тренінгів та оновлення інформаційних матеріалів.

3. Покращення координації: Забезпечення тісної співпраці між усіма залученими сторонами та проведення спільних навчань.

4. Інвестування в інфраструктуру: Забезпечення належного фінансування та обслуговування захисних споруд та систем постачання.

Загалом, комплексний та інтегрований підхід до підготовки до стихійних лих може значно зменшити їх негативний вплив та забезпечити швидке відновлення після надзвичайних ситуацій [73]: .

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

- 1) Розроблено модернізовану коробку подач, що відповідає вимогам механічної міцності, довговічності, простоти виготовлення, складання, експлуатації та ремонту та має перевагу порівняно з конструкцією цього вузла верстата-прототипу - це більш щільне розміщення частот обертання в діапазоні, практично аналогічному діапазону верстата-прототипу, що дає змогу точніше добирати режими різання під час обробки.
- 2) Також були отримані навички з кінематичного і силового розрахунку приводу, з визначення чисел зубів передач, відхилень величин подач, побудови, з побудови структурної сітки і графіка чисел подач. Були проведені конструкторські розрахунки: розрахунок передач, розрахунок шпонкових з'єднань.
- 3) Було проведено патентний аналіз та аналіз публікації. Проведений аналіз верстатів аналогічного призначення .
- 4) Проведений статичний розрахунок, динамічний розрахунок валів, а також статичний та динамічний аналіз найбільш навантаженого вала у зборі з використанням програмного продукту SolidWorks, а саме його додатку SolidWorks Simulation . Всі параметри валів знаходяться в допустимих межах, на основі цього можна стверджувати що модернізована коробка подач буде працювати стабільно та витримувати необхідні навантаження.
- 5) Розроблено складальне креслення, на якому були показані всі необхідні конструктивні елементи коробки подач.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Конструкція та характеристики вертикально-свердильного верстата 2С132 [Електронний ресурс] . URL: <https://ukraine-metal.com.ua/spr/konstrukcziya-i-harakteristiki-vertikalno-sverlilnogo-stanka-2s132/>
2. Керівництво по експлуатації універсального верстата моделі SB50 (2С132) [Електронний ресурс] . URL: https://stanok-kpo.kz/netcat_files/65/57/2S132.stanok_kpo.pdf
3. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2004. – 119 с.
4. Малярчук А.О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 2. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 133 с.
5. Малярчук А.О. Приводи металорізальних верстатів та автоматизованого устаткування. Частина 1. Електропривод: Навч. посібник. – Вінниця: ВДТУ, 2001. – 114 с.
6. Технічні характеристики вертикально-свердильного верстата 2Н135 [Електронний ресурс] . URL: <https://ukraine-metal.com.ua/spr/tehnicheskie-harakteristiki-vertikalno-sverlilnogo-stanka-2n135/> . – Заголовок з екрану.
7. Wiertarka stołowa STILER WS32 [Електронний ресурс] . URL: <https://stiler.eu/pl/p/Wiertarka-stolowa-STILER-WS32/262>
8. Zk5140c/I Zk5150c/I Zk5163c/I CNC Drilling Machine [Електронний ресурс]. URL: <https://antishi.en.made-in-china.com/product/NtXpBUqjXAcn/China-Zk5140c-I-Zk5150c-I-Zk5163c-I-CNC-DrillingMachine.html>
9. Z5132 Vertical Drilling Machine [Електронний ресурс] . URL: <https://www.dccncmachine.com/products/z5132-vertical-drilling-machine.html>

10. Новік М.А. Привод подачі шпинделя свердлильного верстата: пат. 110916 Україна: МПК⁶ B23B39/14, B23B41/00. № u201604015; заявл. 13.04.2016; 25.10.2016, бюл. № 20/2016, 4 с.
11. Новік М.А. Привод осьової подачі шпинделя свердлильного верстата: пат. 144320 Україна: МПК⁶ B23B39/14, B23B41/00. № u201704661; заявл. 15.05.2017, бюл. № 7/2018, 5 с.
12. Сумський Державний Університет . Механізм подачі верстата: пат. 65626 Україна: МПК⁶ B23B39/00 . №u201106330: заявл. 20.05.2011, бюл. № 23/2011, 5 с.
13. Національний Технічний Університет України «Київський Політехнічний Інститут» . Гідромеханізм подачі відрізного верстата: пат 73363 Україна: МПК⁶ F01L1/00. № u201201744: заявл. 16.02.2012, бюл. № 18/2012, 5 с.
14. Тернопільський Державний Технічний Університет Імені Івана Пулюя. Механізм подачі шпинделя свердлильного верстата: пат. 33445 Україна: МПК⁶ B23B47/00. № u200801364; заявл. 04.02.2008, бюл. № 12/2008, 4 с.
15. Кіровоградський Державний Завод «Гідросила». Привод подачі шпиндельної головки свердлувального верстату: пат. 6622 Україна: МПК⁶ B23B47/00. № 4879303; заяв. 14.09.1990, бюл. № 8/1994, 5 с.
16. Донбаська Державна Машинобудівна Академія . Слідкуючий привід подачі металорізального верстата з компенсацією похибок напрямних: пат. 63306 Україна: МПК⁶ G05D3/12. № 2003042813; заявл. 01.04.2003, бюл. № 1/2004, 3 с.
17. Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Прогнозування розвитку технічних систем: навч. посібник; під ред. Ю. М. Кузнєцова. Київ : ТОВ «ЗМОК» ПП «ГНОЗІС», 2004. 323 с.
18. Склярів Р. А., Гагалюк А. В. Використання методу нейронних мереж для прогнозування металорізальних верстатів. Матеріали ХХІ наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя, 16-17 травня 2019 року. Т. : ТНТУ, 2019. С.

19. Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Склярів Р. А. Сучасний стан, прогнозування і перспективи розвитку верстатів з паралельною кінематикою. // Наукові праці ЖДТУ.-Житомир, 2005.- №6, част.1. - С. 320-334.
20. Konovalenko, I; Maruschak, P; Brevus, V.Steel Surface Defect Detection Using an Ensemble of Deep Residual Neural Networks DOI: 10.1115/1.4051435 <https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000735461600005>
- 21.. 5. Konovalenko, I; Maruschak, P; Brezinová, J; Vinás, J; Brezina, J.Steel Surface Defect Classification Using Deep Residual Neural Network DOI: 10.3390/met10060846.URL:<https://www.webofscience.com/wos/woscc/full-record/WOS:000551099000001>
- 22.. Крупа В. В. Теорія технічних систем: особливості побудови, створення та розвитку : навч. посіб. Тернопіль : ФОП Осадця, 2023. 308 с.
- 23.Ворощук В.Я., Вітенько Т.М. «Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі SolidWorks». Навчальний посібник. 2023. – 164 с.
24. Герасимчук Г. А., Склярів Р. А., Шанайда В. В. Розробка математичної моделі та дослідження складних профільних з'єднань у спеціалізованих пакетах комп'ютерного моделювання. Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». 2013. № 42. С. 75–80.
25. Nahalyuk A., Krupa V. Modeling of a lathe bed using the method of topological optimization. Scientific Journal of TNTU. – Tern.: TNTU. 2023. Т. 111, № 3. С. 67–75. URL: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2023.03.
26. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Склярів Р. А. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
27. Кривий П. Вплив випадковості подачі на висоту мікронерівностей поверхні при її точінні або розточуванні . П. Кривий, Н. Тимошенко, М. Шарик, В. Крупа . Львів : Машинознавство. 2013. №9-10 (195-196). С. 76-83.

28. Крупа В. В. Металорізальні інструменти з асиметричним розміщенням лез для оброблення глибоких отворів циліндрів : дис. ... канд. техн. наук : 05.03.01.Тернопіль,2015.168 с.URL: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/5656>
- 29.Дослідження розсіювання величин подач токарних верстатів в імовірнісному аспекті / В. В. Крупа та ін. Вісник Херсонського національного технічного університету.2023.№ 4(83).С. 16 28.URL: <https://doi.org/10.35546/kntu2078-4481.2022.4.2>
30. Кривий П.Д. Метод оцінювання статичної точності кінематичних ланцюгів подач консольних фрезерних верстатів / П. Д. Кривий та ін. Прогресивні технології в машинобудуванні : збірник наукових праць : Матеріали Міжнар. науково-техн. конф., м. Львів. Львів, 2020. С. 103–105.
31. Підвищення продуктивності процесу і якості плоскої поверхні сформованої комбінаційним торцевим фрезеруванням / П. Д. Кривий та ін. Вісник Донбаської державної машинобудівної академії : збірник наукових праць. 2020. № 3 (47). С. 199--206.
32. Кобельник В.Р. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118 / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. – Житомир : ЖДТУ, 2010. – Вип. 8. – С. 99–108.
33. Кобельник В.Р. Підвищення ефективності процесу свердління наскрізних отворів регулюванням подачі: дис. канд. техн. наук: 05.03.01: / Кобельник Володимир Романович; Терноп. нац. техн. ун-т ім. Івана Пулюя. - Т., 2013. - 21 с.
34. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В.Р, Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво: тези допов. – Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80.

35. Kryvyi, PD, Dzyura, VO, Tymoshenko, NM, & Krupa, VV. "Technological Heredity and Accuracy of the Cross-Section Shapes of the Hydro-Cylinder Cylindrical Surfaces." Proceedings of the ASME 2014 International Manufacturing Science and Engineering Conference collocated with the JSME 2014 International Conference on Materials and Processing and the 42nd North American Manufacturing Research Conference. Volume 2: Processing. Detroit, Michigan, USA. June 9–13, 2014. V002T02A037. ASME. <https://doi.org/10.1115/MSEC2014-3946>
36. Кривий П. Д., Крупа В. В. Геометричні та математичні моделі формування шорсткості циліндричних поверхонь при точінні та розточуванні. Вісник ЖДТУ. Серія "Технічні науки". 2011. Т. 1, № 2(53). С. 44–55. URL: <http://vtn.ztu.edu.ua/article/view/70846>.
37. Krupa, V., Tymoshenko, N., Kobelnyk, V., Petrechko, I. Probability-statistical estimation method of feed influence on the tangential cutting force under turning, Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering, 114(1), pp. 22–31, 2022.
38. Krupa, V., Kobelnyk, V., Hahaliuk, A., Dzyura, V., Tymoshenko, N. Improved Method for Determining the Feed Influence on the Tangential Cutting Force During Re-drilling, Countersinking and Boring Based on the Small Sample Theory, Periodica Polytechnica Mechanical Engineering, 68(2), pp. 172–180, 2024. <https://doi.org/10.3311/PPme.29952>
39. Substantiation of parameters for three-cutter boring head with allowance and feed distribution and asymmetric cutter position / Petro Kryvyi, Volodymyr Krupa, Volodymyr Kobelnyk, Yaroslav Kosiv. // Scientific Journal of TNTU. — Ternopil : TNTU, 2019. — Vol 96. — No 4. — P. 57–69.
40. Кривий П., Крупа В., Продан В. Конструкторсько-технологічні передумови підвищення якості оброблення глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ТДТУ. 2010. Т. 15, № 1. С. 147–156. URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/486>.

41. Крупа В. В. Визначення конструкторсько-технологічних параметрів багаторізцевих розточних головок з поділом припуску та подачі. Вісник ТДТУ. 2011. Т. 16, № 1. С. 105–117.
URL: <https://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/959>.
42. Кривий П. Д., Крупа В. В. Інструментальне забезпечення процесу комбінованого розточування глибоких отворів тонкостінних циліндрів. Вісник ЖДТУ. Серія: Технічні науки. 2012. № 2. С. 23–34.
43. Редько Р. Г. Дослідження пружно-силових характеристик затискних цанг, виготовлених за діючими та новими технологіями / Р. Г. Редько, О. І. Редько, В. В. Шанайда, Р. А. Складаров // Наукові нотатки. - 2014. - Вип. 44. - С. 249-253. - Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/Nn_2014_44_41.
44. Р.Г. Редько, Р.А. Складаров, Р.М. Полінкевич, Т.І. Четвержук, О.І. Редько Аналіз зношення губок затискних цанг багатошпиндельних токарних автоматів. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки», Випуск 71, Луцьк, 2021, № 71. – 363 с. – С. 294-297.
45. Дослідження жорсткості системи затискний гвинтовий пристрій – деталь / О. П. Скиба та ін. Перспективні технології та прилади. 2014. № 5. С. 154–158.
46. Пік А. І., Фльонц І. В., Мельничук С. Л. Стенд для дослідження характеристик піднімально-транспортних лебідок. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. 2016. № 168. С. 92–96.
47. Крупа В., Кобельник В., Гагалюк А. Обґрунтування параметрів спеціального трикулачкового патрона для затиску тонкостінних циліндричних заготовок. Transactions of Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University. 2023. № 4. С. 128–137.
URL: <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.4.16>
48. Кузнєцов Ю. М., Складаров Р. А. Формалізований опис шпиндельного вузла як основної компоненти багатошпиндельного токарного автомата.

- Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем : зб. наук. праць. - Краматорськ : ДДМА, 2009. - Вип. 25. – С. 139-146
49. Скляр Р. А., Четвержук Т. І., Полінкевич Р. М., Редько Р. Г., Залета О. М. Статистичне моделювання технічних характеристик металорізальних верстатів. Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки», Випуск 71, Луцьк, 2021, № 71. – 363 с. – С. 322-329.
 50. Скляр Р. А., Шанайда В. В., Савчук М. А. Дослідження перехідних процесів електропривода металорізального верстата з використанням інформаційних технологій / Р. Скляр, В. Шанайда, М. Савчук // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 16. — № 1. — С.117-125.
 51. Кобельник В.Р. Жорсткість вертикально-свердлильних верстатів / В.Р. Кобельник, П.Д. Кривий // Вісник ЖДТУ. Технічні науки. – Житомир : ЖДТУ, 2007. – Вип. № 1 (40). – С. 34–40.
 52. Кривий П.Д. Методи вимірювання головного заднього кута спірального свердла / П.Д. Кривий, В.Р. Кобельник, В.І. Продан, В.Г. Яковлев // Науковий вісник ХДМА : Науковий журнал. – Херсон : ХДМА, 2012. – № 2 (7). – С. 145–155.
 53. Стадник В. А. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунки механічного приводу. Розрахунок і конструювання передач гнучкою в'яззю / В. А. Стадник. – Київ, 2012. – 57 с.
 54. Шанайда В. В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках. Тернопіль : Вид-во ТДТУ, 2001. 163 с.
 55. Скляр Р., Шанайда В. Використання багатofункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.
 56. Бойко, Ю. І. Технологія машинобудування. Курсове проектування: навч. посіб. / Ю. І. Бойко, О. А. Литвиненко. – Київ: НУХТ, 2018. – 195 с.

- 57.Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: підручник; за ред. Сіліна Р.І. – Львів: Бескид Біт, 2008. – 448 с.
- 58.Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль : ТНТУ 2023. 246 с.
- 59.Мархель І.І. Деталі машин: Навч. посібник. – К.: Алерта, 2005. – 368 с
60. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підруч.- 2-е вид. перероб. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
- 61.Паливода Ю. Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки : навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.
- 62.Крупа В.В. КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА: структура, вимоги до виконання та захист: Методичні рекомендації для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Галузеве машинобудування» зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування галузі знань 13 Механічна інженерія для здобувачів всіх форм здобуття освіти. Крупа В.В. та ін. Тернопіль, ТНТУ, 2023р. 66с
- 63.Пилипець М. І. Правила заповнення основних форм технологічних документів : навч.-метод. посіб. / Уклад. Пилипець М. І., Ткаченко І. Г., Левкович М. Г., Васильків В. В., Радик Д. Л. Тернопіль : ТДТУ, 2009. 108 с.
<https://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/42995>
- 64.Довбуш Т.А. Опір матеріалів: навч. посіб. до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи /Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Бабій А.В., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
- 65.Боженко Л.І. Технологія машинобудування. Проектування та виробництво заготовок. Львів: Світ, 1996. – 368 с.

66. Кривий П.Д. Трудомісткість конструювання та виготовлення металорізальних і деревообробних верстатів: Навчальний посібник/ Кривий П.Д., Шарик М.В., Сотник І.П. – Тернопіль: ТДТУ, 2005. – 128 с
- 67.. Сторож Б.Д., Карпик Р.Т., Точність верстатних пристроїв машинобудівного виробництва: Навчальний посібник. – Івано – Франківськ; Хмельницький: ХНУ, 2004.
- 68.Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК : навч. посіб. Б. М. Гевко та ін. м. Тернопіль : Крок, 2014. 131 с.
- 69.Вітенько Т.М.Корозія та антикорозійні покриття: навчальний посібник. Тернопіль: ТНТУ, 2011. – 59 с.
- 70.Технологія машинобудування. Посібник-довідник для виконання кваліфікаційних робіт/ І. І. Юрчишин, Я. М. Литвиняк, І. Є. Грицай, М. Л. Кукляк, Я. М. Кусий, В. В. Ступницький, В. А. Яцюк, А. М. Кук, Є. М. Махоркін, В. П. Свізінський / За ред. І. І. Юрчишина. Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. 528
- 71.Ковбашин В. І., Пік А. І. Інженерна графіка : навч. посіб. м. Тернопіль : Підруч. і посіб., 2023. 240 с.
- 72.Practical Finite Element Simulations with SOLIDWORKS 2022: An illustrated guide to performing static analysis with SOLIDWORKS Simulation / Khameel B. Mustapha. – Packt Publishing Ltd, 2022. – 480с.
73. Стручок В.С. Безпека в надзвичайних ситуаціях: Методичний посібник . Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2022. — 156 с.
- 74.Жидецький В.У. Основи охорони праці: Підручник.- Львів: Афіша, 2005. – 318с.

ДОДАТКИ