

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

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(повна назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Дослідження розподілу теплового потоку по валу шпинделя
токарно-гвинторізного верстата

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи МВм61
спеціальності 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

Керівник

(підпис)

Дунець О.В

(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль

(підпис)

Шанайда В.В

(прізвище та ініціали)

Кобельник В.Р.

(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Тернопіль
2024

Анотація

Тема: Дослідження розподілу теплового потоку по валу шпинделя токарно-гвинторізного верстата .

Мета роботи: Визначити та проаналізувати теплові процеси, що відбуваються в шпиндельному вузлі токарно-гвинторізного верстата, з метою підвищення ефективності його роботи та зменшення ризику перегріву.

Основні завдання:

1. Аналіз конструкції верстата: Вивчення основних вузлів та механізмів, а також технічних характеристик верстата 16K20T1.
2. Дослідження теплових процесів: Визначення розподілу теплового потоку вздовж осі шпиндельного валу, що дозволяє виявити критичні зони перегріву.
3. Розробка рекомендацій: Пропозиції щодо модернізації конструкції верстата для покращення теплообміну та зменшення теплових втрат.

Висновки: Результати дослідження показали, що оптимізація конструкції шпиндельного вузла може суттєво підвищити його експлуатаційні характеристики, зменшивши ризик перегріву та підвищивши точність обробки.

Topic: Investigation of the heat flow distribution along the spindle shaft of a lathe.

Objective: To determine and analyze the thermal processes occurring in the spindle unit of a lathe, aiming to improve its efficiency and reduce the risk of overheating.

Main tasks:

- Analysis of the lathe's design: Studying the main components, mechanisms, and technical characteristics of the 16K20T1 lathe.
- Investigation of thermal processes: Determining the heat flow distribution along the spindle shaft axis, allowing for the identification of critical overheating zones.
- Development of recommendations: Proposals for modernizing the lathe's design to improve heat exchange and reduce heat losses.

Conclusions:

The research results showed that optimizing the spindle unit design can significantly improve its operational characteristics, reducing the risk of overheating and increasing processing accuracy.

Зміст

Вступ	7
Розділ 1. Аналітичний	8
1.1 Загальне компонування верстата	8
1.1.1 Опис основних вузлів та механізмів	8
1.1.2 Технічні характеристики верстата	9
1.1.3 Компонування верстата і лінійні характеристики Кінематична структура токарного верстата	13
1.2 Аналіз результатів попередніх досліджень і публікацій	15
1.3 Встановлення напрямку для проведення досліджень	18
Розділ 2 Дослідно-проектний	19
2.1 Можливі напрямки модернізації	19
2.2 Розрахунки кінематики	19
2.2.1 Визначення граничної частоти обертання шпинделя	19
2.2.2 Визначення проміжної швидкості Визначте проміжну швидкість.	20
2.2.3 Розробка структурної формули приводу	21
2.2.4 Визначення кількості конструктивних та кінематичних варіантів	22
2.2.5 Визначення структурних формул кінематичних варіантів	23
2.2.6 Побудова структурних сіток та вибір оптимального варіанта	24
2.2.7 Розробка кінематичної схеми приводу	25
2.3. Теплофізичний розрахунок шпиндельного вузла	26

2.3.2 Розрахунок підшипників	31
2.3.3 Розрахунок особливо навантаженого валу	32
Розділ 3 Науково-дослідна	38
3.1 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОЩИРЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ ВЗОВЖ ОСІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВАЛА	38
3.2 Систематизація отриманих вихідних даних для аналізу	41
3.3 Аналіз результатів дослідження	42
3.4 Висновки за результатами наукового дослідження	45
Розділ 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	46
4 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ТА ОХОРОНИ ПРИЦІ ПРИ РОБОТІ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ З ЧПК.	46
Висновок	49
Список використаних джерел	51
Додатки	56

Вступ

Токарно-гвинторізні верстати є невід'ємною частиною сучасного машинобудування. Вони використовуються для обробки деталей різної форми та розмірів, що робить їх незамінними на багатьох виробництвах. Одним з найпоширеніших верстатів цього типу є модель 16K20T1, яка характеризується своєю універсальністю, надійністю та простотою в експлуатації.

Ця кваліфікаційна робота присвячена аналізу конструкції токарно-гвинторізного верстата 16K20T1. Мета роботи - дослідити його конструктивні особливості, виявити переваги та недоліки, а також визначити потенціал для модернізації та вдосконалення.

В роботі розглядаються:

1 Загальне компонування верстата: опис основних вузлів та механізмів, їх взаємодія та функції.

2 Технічні характеристики: аналіз потужності двигуна, швидкостей шпинделя, системи подачі та інших параметрів.

3 Системи управління: опис датчиків, електронних компонентів та можливості підключення різних приводів.

4 Безпека та надійність: розгляд конструктивних рішень, що забезпечують безпеку експлуатації та тривалу роботу верстата.

5 Модернізація та вдосконалення: визначення потенціалу для впровадження сучасних технологій та покращення функціональності верстата.

Результати дослідження можуть бути використані для розробки рекомендацій щодо модернізації верстата 16K20T1, а також для навчання студентів та фахівців, які працюють в галузі машинобудування.

Розділ 1

Аналітичний

1.1 Загальне компонування верстата

1.1.1 Опис основних вузлів та механізмів

На малюнку 1.1. представлено загальний огляд структури машини. На рис. 1.2. наведена загальна принципова схема, що ілюструє кінематичні зв'язки токарно-гвинторізного верстата.



Рисунок 1.1 – Верстат 16K20T1

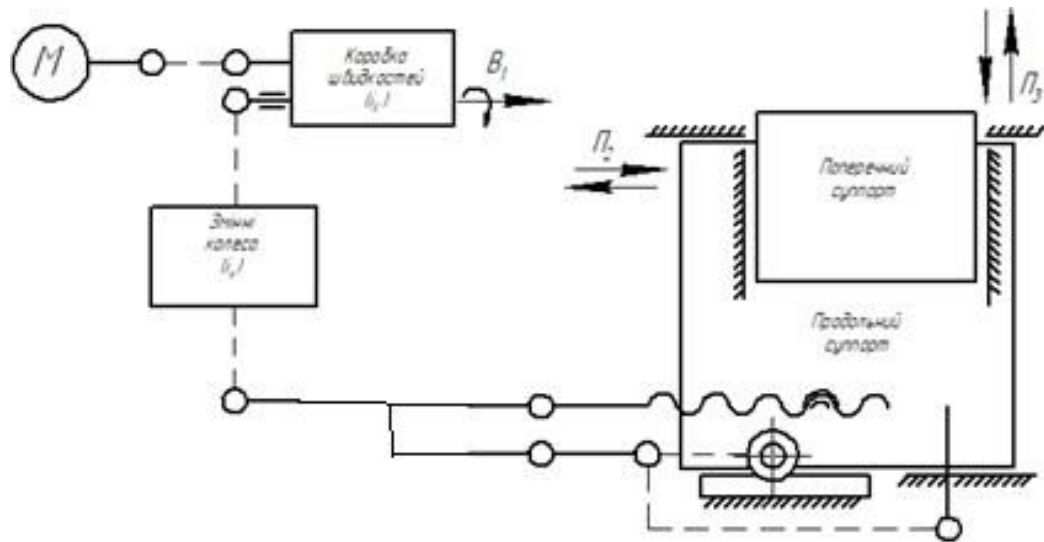


Рисунок 1.2 Принципова схема кінематичних зв'язків токарно-гвинторізного верстата.

1.1.2 Технічні характеристики верстата

Було докладно описано роботу кожного окремого вузла машини. Зупинімося на мить, щоб розглянути основні інструменти та матеріали, які використовує машина. Машина виготовлена за допомогою техніки монолітного лиття. Блок двигуна розташований у лівому куті основи. Ядро основи використовується для виготовлення мікросхем. Насос охолодження спочатку розміщується в певній зоні. Конструкція пристрою складається з короба з ребрами. Відстань між передньою і задньою рейками на каретці однакова. Ліжко має дисковод, розташований з правого боку. В основі приводу лежить установка з асинхронним двигуном, автоматичною 9-ступінчастою коробкою передач, шпиндельною бабкою і клинопасовою передачею. Базова модель оснащена електродвигуном 1460 об/хв, який пропонує 22 швидкості шпинделя в діапазоні від 0,5 до 200 об/хв. Вона оснащена 9-швидкісною коробкою передач і ручним механізмом перемикачів передач із трьома передачами. Передня бабка гітари оснащена датчиком, який виявляє світло. За допомогою шести зчеплень ви можете отримати доступ до дев'яти різних передач і ефективно контролювати головний вал машини. На рисунку 1.3:

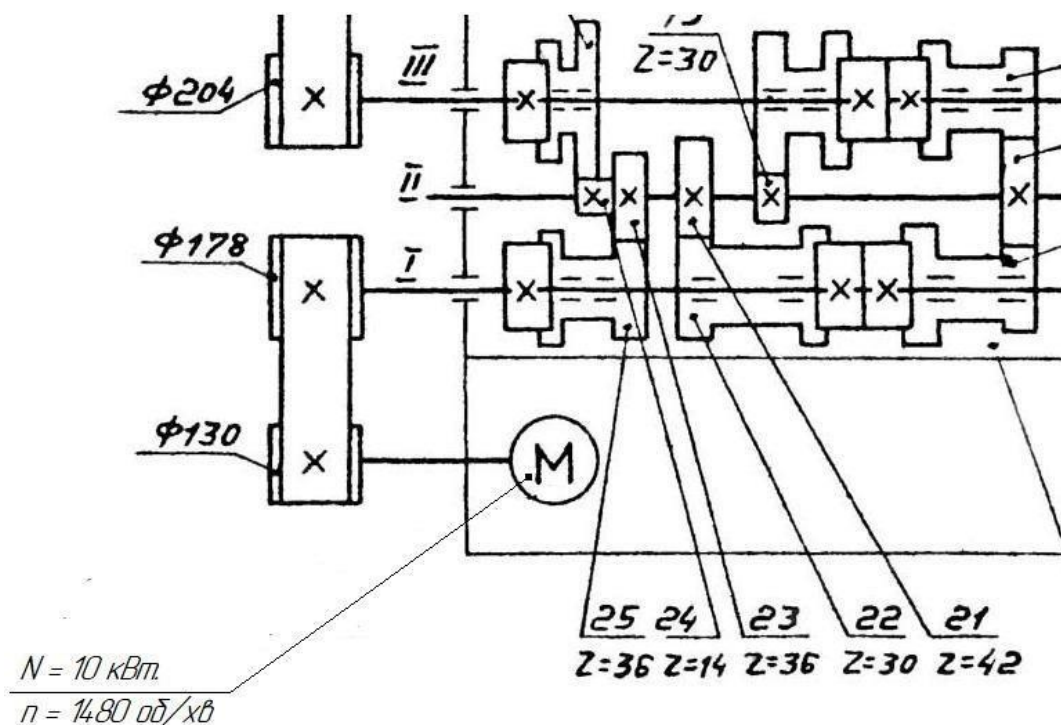
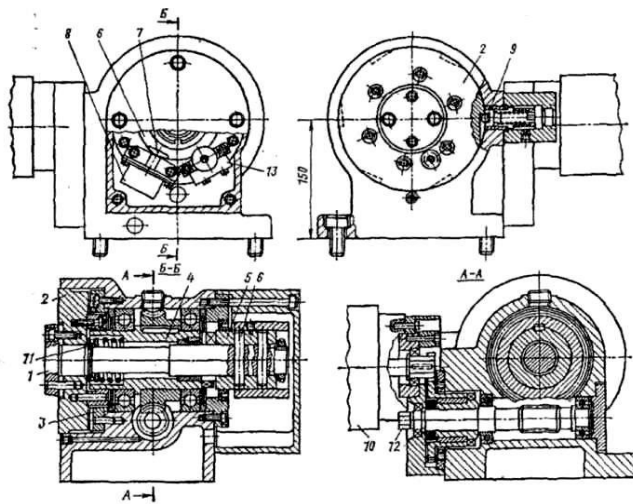


Рисунок 1.3 – Схема електромагнітних муфт

Привід подачі розташований в задній частині каретки і включає в себе приводний двигун, одноступінчастий редуктор і кулькову гвинтову гайку діаметром 40 мм і кроком 5 мм. Коробка передач пропонується у двох версіях, одна з яких підходить для встановлення двигунів постійного струму, а інша призначена для електрогідравлічних крокових приводів. Така конструкція дозволяє встановити датчик зворотного зв'язку. Традиційний тип обмежений підвищенням каретки та супорта для підвищення жорсткості та включенням гвинта з діаметром подачі 40 мм.

Основа переднього шпинделя надійно прикріплена до центральної лінії верстата двома гвинтами. Зазор заднього підшипника регулюється пружиною. Підшипники не потребують регулювання під час роботи машини в цеху. Машина оснащена датчиком заправки нитки, розташований на її передній частині. Шестерні завжди підпружинені, а люфт зубчастої передачі постійно контролюється. Інша технологія вимагає 1000 імпульсів на оберт і відсутність імпульсів під час процесу різання. Мастило головки узгоджене. Привід вертикальної подачі складається з одноступінчастого редуктора, гвинтового кріплення і опорних гайок.

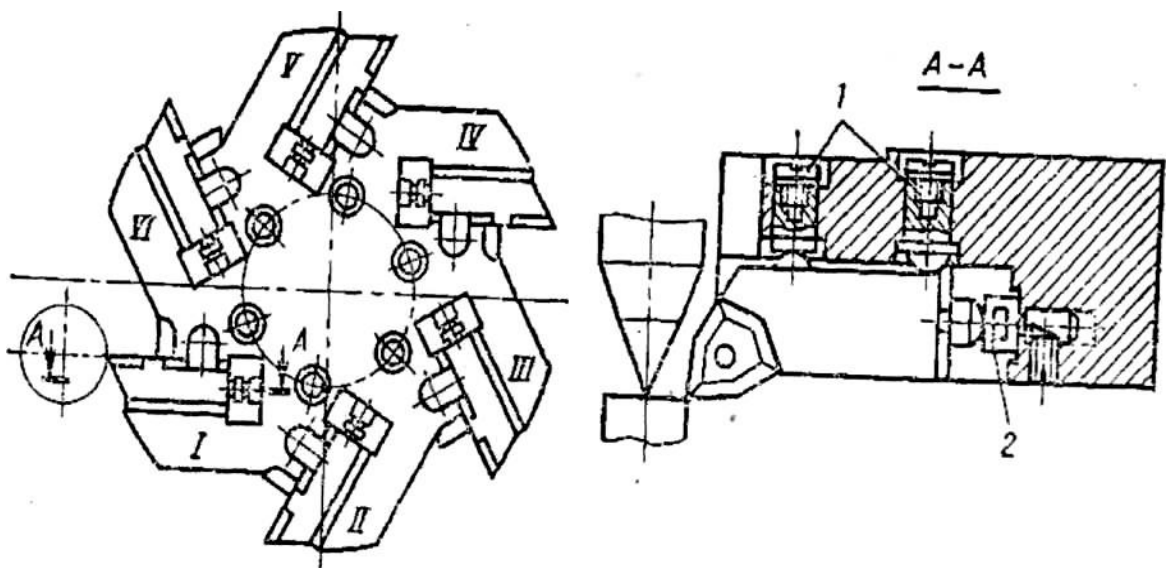
Доступні два типи редукторів: один призначений для встановлення двигуна постійного струму, а інший спеціально для гідравлічних крокових приводів. Датчики зворотного зв'язку також можуть бути включені в систему. Пристрій-тримач повертається. Доступний шестипозиційний вузол з горизонтальною віссю, можна створити інструментальну головку з шістьма лезами або трьома блоками, в якості пристрою для кріплення ріжучих інструментів використовується інструментальна головка з шістьма вставними різцями або трьома інструментальними блоками.



Малюнок 1.4-Поворотний тримач інструменту

Головка прикріплена до вихідного валу 1 тримача ножа, який можна легко зняти для обслуговування або заміни. Рис є основним продуктом харчування для більш ніж половини населення світу, особливо в Азії. Це багате джерело вуглеводів, білків і клітковини, і його можна готувати різними способами. Рис також має культурне та релігійне значення в багатьох країнах і часто асоціюється з гостинністю, святкуванням і вдячністю. 16: Головка з'єднана з рухомим компонентом циліндричною зубчастою муфтою. Фрезотримач приводиться в дію від електродвигуна 10, з'єданого з шестернею, черв'ячною передачею і кулачковою муфтою 4, частина 5 якої надійно закріплена на валу фрезотримача. Як тільки спрацює кулачкова муфта, вал 1 зміщується вліво, роз'єднуючи циліндричні шестерні 2-3 і повертаючи їх у призначене положення. Напрямок цього повороту визначається сигналом від відповідного

кінцевого вимикача 8, який приводиться в дію вилкою 7, надійно встановленою на кільці 6. Після цього електродвигун змінює напрямок. Головка інструменту і рухома частина циліндричної зубчастої муфти перешкоджають обертанню фіксатором 9. Кулачок напівмуфти 5 стискає пружину 11, і рухома частина 2 циліндричної зубчастої муфти надійно закріплюється на зубах фіксована напівмуфта. Кінцевий вимикач 13 на затиску вимикає приводний двигун і вказує на початок циклу обробки. Вал оснащений поворотною головкою, що дозволяє вручну обертати і затискати різцетримач під час регулювання верстата.



Малюнок 1.6-Інструментальна головка

Таким чином, ріжуча головка призначена для розміщення ріжучих пластин і ножових блоків. За допомогою гвинта 1 і стопора 2 ріжучі пластини попередньо підібраного розміру встановлюються в пази головки і основи. Змінна ріжуча головка вставляється в осьовий отвір тримача і міцно з'єднується з рухомою частиною правого зуба. Обертання муфти створюється електродвигуном через черв'ячну передачу, яка передається на кулачкову муфту; для ручного обертання і затягування тримача ножа при налаштуванні 12-осьового верстата поставляється гайковий ключ.

Огородження - стаціонарне зі знімним кожухом в задній частині верстата і рухоме спереду з прозорим оглядовим екраном, який повністю закриває зону різання. Поворотна стійка фрези використовується для установки знімних

інструментальних блоків, налаштованих під конкретні розміри, на спеціальній стійці поза верстатом.

1.1.3 Компонування верстата і лінійні характеристики Кінематична структура токарного верстата

Кінематична структура токарного верстата включає різні групи або частини груп, в залежності від гнучкості. Найскладніші кінематичні структури мають гвинторізні верстати. Кінематична структура, показана на рисунку 1.7, забезпечує всі спрямовані рухи, необхідні для процесу формоутворення. Інструмент переміщується (встановлюється) на заданий розмір за допомогою механізму подачі. Наприклад, при обробці пазів розподіл нарізів здійснюється шляхом обертання шпинделя разом із заготовкою за допомогою механізму поперечної подачі. Загальна кінематична схема верстата показана на рисунку

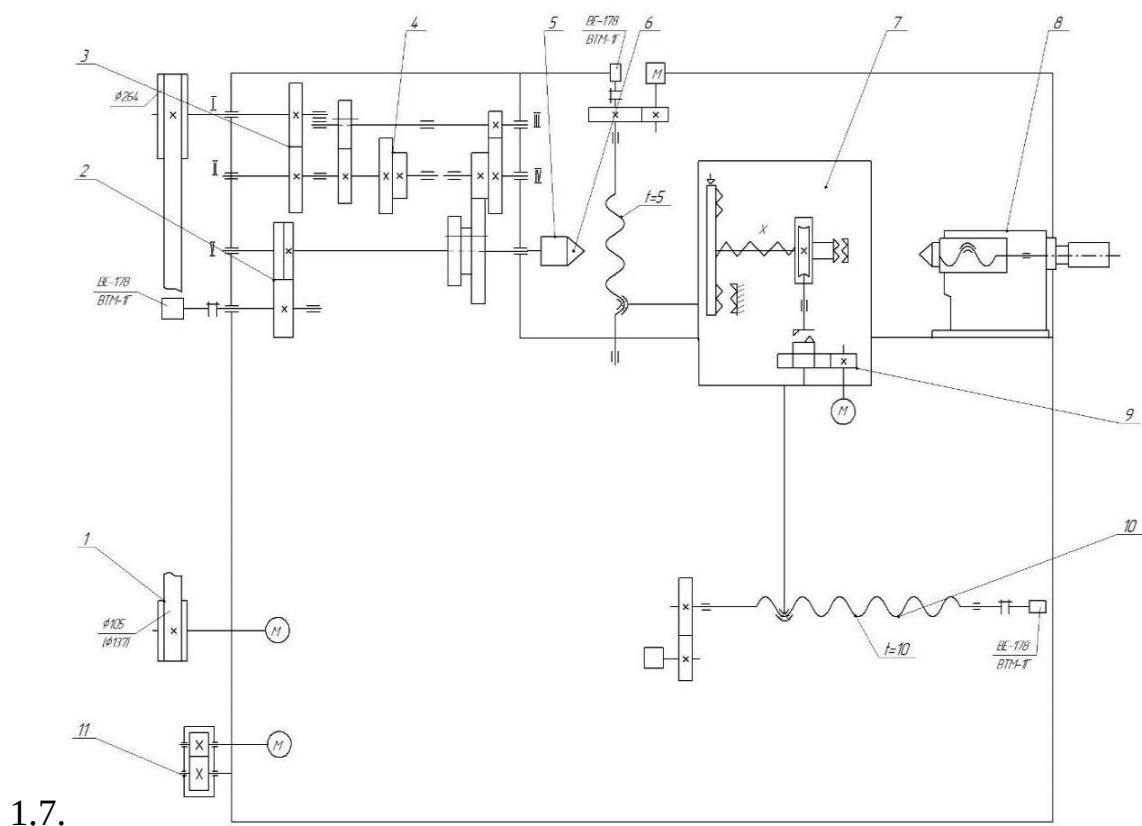


Рисунок 1.7 – Кінематична схема верстата 16K20T01

Шпиндель V1 приводиться в рух електродвигуном М (N = 10 кВт, n = 460 хв-1) через клинопасову передачу з діаметрами шківів D = 130 мм і D = 178 мм, редуктор, шків D = 204 мм і D = 274 мм і редуктор задньої бабки. Редуктор забезпечує дев'ять швидкостей обертання шпинделя, які перемикаються за один цикл за допомогою електромагнітної муфти. Вал II має три різні швидкості в залежності від перемикачів зчеплення М1, М2 і М3 (відповідно z = 36 - 36 або z = 30 - 42 або z = 24 - 48 редуктора). Вал III обертається з дев'ятьма різними швидкостями: при включеній муфті М4 задіяно z = 48 - 24 пари шестерень; при включеній муфті М5 задіяно z = 30 - 42 пари шестерень; при включеній муфті М6 задіяно z = 14 - 56 пар шестерень. Гальмування головного валу здійснюється одночасним обертанням муфт М4 і М6; ручним перемиканням блоку В1 можна отримати три діапазони частоти обертання шпинделя (12,5 - 200, 50 - 800 і 125 - 2000 хв-1) на задній бабці. У положенні блоку В1 рух валу V передається на головний вал через пари зубчастих коліс z = 45 - 45, z = 18 - 72 і z = 30 = 60. Коли блок В1 переміщується вліво, головний вал V1 отримує обертання вала V через зубчасті колеса z = 60 - 48 або z = 30 - 60. Рівняння динамічного балансування для найнижчої частоти обертання шпинделя

$$n_{\min} = 1460 \cdot \frac{130}{178} \cdot 0,95 \cdot \frac{24}{48} \cdot \frac{14}{56} \cdot \frac{204}{274} \cdot 0,985 \cdot \frac{47}{47} \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{30}{60} = 12,5 \text{ хв-1.}$$

Рухи ляльки автоматично та інтенсивно змащуються. Головний вал закріплений на двох конічних роликів підшипниках, клас точності яких визначається вимогами до точності машини. Гвинтовий датчик, прикріплений до шпинделя за допомогою пари глухих шестерень із значенням z 60–60, взаємодіє з ходовим гвинтом. Існує два основних типи приводів подачі: гідравлічні крокові приводи та двигуни постійного струму. Машина використовує електрогідравлічний кроковий двигун SHD5-D1, оснащений гідравлічним підсилювачем, для керування вертикальними та горизонтальними рухами подачі. Гвинт кочення поздовжньої подачі з кроком t = 10 мм отримує

обертання від двигуна через глуху передачу $z = 30 - 5$, а шнек горизонтальної подачі з кроком $t = 5$ мм крок горизонтальної подачі шнека. отримує від гідропідсилювача через глуху передачу. Найнижча швидкість, з якою можна подавати корм без пошкоджень.

$$S_{\text{non.min}} = \frac{1}{240} \frac{24}{100} 5 = 0,005 \text{ мм},$$

вихідного валу крокового двигуна $1,5^\circ$.

При використанні двигунів постійного струму на ходові гвинти встановлюють датчики зворотного зв'язку

1.2 Аналіз результатів попередніх досліджень і публікацій

Проблематика з вивчення теплових полів стосовно механічних систем або окремих її частин вже тривалий час є актуальною і науковці періодично акцентують свою увагу на різних її аспектах [1, 2, 3]. Значна увага приділена дослідженню технологічних систем різного рівня складності [1], розподілу теплових потоків, аналізу теплового балансу систем, методів експериментального аналізу та дослідження теплових потоків, використання умов теплового балансу для підвищення продуктивності та якості механічної обробки. Значно вужча задача висвітлена у праці [2], яка присвячена теплофізичному розрахунку шпиндельного вузла. Головні завдання, які оприлюднені в цій праці спрямовані на аналіз теплових навантажень в опорах кочення та власне аналізі опор кочення як джерела теплового навантаження у передній та задній частині шпиндельного вала. Більш прикладний аспект впливу теплового поля на експлуатаційні показники верстатного обладнання подано в роботі [3], де досліджено жорсткість опор токарного верстата в залежності від теплового навантаження при різних видах силового впливу власне на передню опору шпиндельного вала досліджуваного верстата.

Інший напрям досліджень пов'язаний із проблемою стабілізації теплового поля у структурі шпиндельного вузла верстата [4]. Авторами відзначено, що теплові деформації відіграють особливу роль у верстатах з ЧПК, оскільки вони

є найбільш енергоємними, а частка машинного часу сягає 70-90%. Розробники пропонують використання теплових труб для відводу тепла до спеціального контейнеру з розплавлюваним середовищем, що дозволить створити автономну комплексну систему охолодження. Суть використання цієї системи полягає в тому що сталість температури в охолоджувальній зоні досягається за рахунок розплавлення наповнювача цього контейнера. Такий підхід щодо реалізації схеми охолодження шпиндельних вузлів високоточних багатоопераційних верстатів сприяє підвищенню їх точності та продуктивності.

Крім того, був розроблений інноваційний підхід для підвищення ефективності металорізальних верстатів шляхом об'єднання дослідницьких напрямків, зосереджених на поширенні теплового поля. На основі експериментів було виявлено, що оптимальний часовий інтервал для термоконтролю токарних верстатів, таких як машини tv4, починається з 22 хвилин, узгоджуючи з початком нормальної зони нагріву. Ця межа відзначається послідовним підвищенням значень температури з постійною швидкістю нагрівання та випадковими коливаннями амплітуди. Після 42-ї хвилини температура залишається постійною, а коливання швидкості нагріву стають меншими. Автори демонструють [5, 6], що кореляція між температурою нагріву опор і часом не є надійним показником, оскільки зміни температурного поля явно не відображаються на графіках, що робить ці залежності нерелевантними. Для ефективного контролю та прийняття рішень щодо часового поясу технічний стан опор шпиндельного вузла оцінювався на ранніх етапах процесу прийняття рішення. На відміну від загальноприйнятих методів дослідження термічний метод неруйнівного контролю визначального параметра температури нагріву шпиндельного вузла є інерційним і займає до 2 годин для отримання результату випробувань.

Одним із джерел утворення тепла в токарному верстаті є бабка шпинделя, зокрема область, де розташовані підшипники шпинделя в результаті тертя між його компонентами. Внутрішня температура тіла бабки коливається від 10 до 50 °C. Температура валів і шпинделів на 30-40% вище середньої температури

частин корпусу, де вони розміщені. У міру нагрівання шпиндельних головок точність верстата знижується, оскільки вісь зсувається внаслідок термічної деформації вузлів. Одним із способів створення теплового поля в опорах шпиндельних вузлів є динамічні навантаження, оскільки вони можуть викликати зміщення осі обертання та концентрацію зони тертя за певною координатою.

Дослідження динамічних характеристик процесу механічної обробки має багато напрямів та спрямувань. Особливої актуальності набули напрями з дослідження впливу динамічних навантажень на якість оброблюваних поверхонь [7, 8, 9], забезпечення динамічної стійкості технологічної оброблювальної системи [9, 10], оцінки динамічної якості власне верстатного забезпечення [11, 12], розробка методів оцінки та математичних моделей для аналізу точності механічної обробки [13, 14], тощо.

Взявши до уваги, що при виконанні цієї роботи зроблено акцент на вивчення впливу мас-геометричних характеристик елементів у ланцюзі приводу головного руху на рівномірність головного руху різання, ми також проаналізували і вплив окремих параметрів пружної системи верстата, частот власних коливань, динамічної податливості ланок тощо [15, 16] на цей параметр. У процесі виконання технологічних операцій відмічаємо цілий ряд факторів, які суттєво впливають та визначають амплітуду, частоту та характер зовнішнього впливу [17] на динамічну систему. До таких факторів відносять [17, 18] швидкість та зміну напрямів переміщень рухомих вузлів верстата, електродинамічні процеси збурення в електродвигунах при застосуванні реверсних рухів, зміна температурного поля верстата впродовж його безперервної роботи, характер взаємних переміщень у парах тертя, характер зношування у вузлах тертя та опорах валів, нерівномірність навантажень у процесі різання, тощо.

Поряд з тим, що в проаналізованих літературних джерелах визначено основні наукові тенденції щодо напрямів вдосконалення конструктивних рішень у верстатах для підвищення їх функціональної придатності, на нашу

думку недостатню увагу приділено дослідженню характеру теплового навантаження на вал шпинделя як в режимі холостого ходу, так і при дії фізичних навантажень як складових сил різання при обробці деталей. У цій роботі здійснена спроба заповнити виявлену нами нішу і розв'язати цю задачу.

1. 3. Встановлення напрямку для проведення досліджень

Аналіз літературних даних та кінематичної схеми верстата дозволяє виокремити кілька напрямів для подальших досліджень. Зокрема, слід відмітити, що дослідниками значна увага приділена дослідженню динамічних процесів в зоні різання [7-10], впливу конструктивних параметрів системи ВПД та сторонніх факторів [13, 17] на точність обробки деталей.

Не менш важливим напрямом є дослідження інтенсивності та поширюваності теплового поля [1-7, 19-23] по об'єму верстата, а особливо по довжині шпиндельного вала, оскільки його деформація має суттєвий вплив на точність обробки деталей та якість обробленої поверхні. Спираючись на результати досліджень за попередні роки [3, 5-7, 19,23] вважаємо за доцільне дослідити характер поширення теплового поля вздовж осі шпиндельного вала верстата.

Розділ 2

Дослідно-проектний

2.1 Можливі напрямки модернізації

Враховуючи особливості сучасної техніки, ми вибрали альтернативний варіант системи основного приводу, що включає одношвидкісний електродвигун, автоматичний редуктор і бабку циліндра з розкидним пристроєм.

2.2 Розрахунки кінематики

2.2.1 Визначення граничної частоти обертання шпинделя

Граничне значення швидкості визначається на основі розрахунку режиму різання та обертів шпинделя з попереднього досвіду.

Припущення можливості використання пристрою при зміні діапазону розмірів або властивостей матеріалу деталей, що обробляються, базується на стандартному діапазоні значень коефіцієнтів. Сфера застосування машини буде значно розширена. Ми приймаємо.

$$n_{\min} = 20 \text{ об/хв},$$

$$n_{\max} = 2240 \text{ об/хв}.$$

При цьому отримано діапазон регулювання кількості обертів.

$$R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{2240}{20} \approx 112, \quad (2.1)$$

Це знаходиться в межах допустимого діапазону для даного типу верстата.

2.2.2 Визначення проміжної швидкості.

Розрахуємо проміжні значення частот обертання. Частота першого обертання така ж, як і частота першого обертання. Виконується в заданих межах і виконується на основі геометричного співвідношення.

Обераємо відповідне значення для знаменника зі стандартного діапазону, яке відповідає умовам експлуатації та рекомендоване для цього типу обладнання, яке становить $\phi=1,26$.

Регулюючи число обертів шпинделя і знаменник геометричного ряду, можна обчислити кількість ступенів швидкості шпинделя.

$$z = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \phi} = 1 + \frac{\lg 112}{\lg 1,26} = 1 + \frac{2,2034}{0,1004} = 22. \quad (2.2)$$

Виходячи з прийнятого значення геометричного ряду $\phi=1,26$ в діапазоні регулювання R_n формуємо серію обертів для числа кроків швидкості шпинделя $z=22$, обмежених граничними значеннями:.

$U_1 = U_{\min} = 20$	160
28	200
31	250
40	325
46	400
50	500
55	630
58	800
63	900
84	1250
93	1600
100	2000
120	$U_{22} = U_{\max} = 2240$
160	

Усі значення складеного ряду є похідними від ряду та переважаючих значень.

2.2.3 Розробка структурної формули приводу

Оскільки ми вибрали привід із регульованим діапазоном, його можна найточніше досягти за допомогою складного приводу, який дає змогу досягти бажаного діапазону швидкостей найефективнішим способом.

Формула приводу: $z = z_0$ ($i = z_1$), це структура мультиплікаційного типу (тип а) з частковою втратою або збігом швидкостей для досягнення необхідного діапазону регулювання зі ступенем передачі та однією додатковою структурою (z_1).

Оскільки привід є роздільним, основна конструкція (z_0), яка бере участь у створенні як власного, так і інших діапазонів регулювання, віднесена до автоматичної коробки передач, а передавальне число та додаткові

компоненти.

Бабка шпинделя кріпилася до конструкції за допомогою однієї кінематичної групи.

Розподіляючи кількість ступенів швидкості зі складною структурою приводу, ми розглядаємо $z_0 = 12$ як одне з потенційних значень для стандартизованих автоматичних коробок передач, а $z_1 = 2$, що дозволяє нам досягти бажаного результату.

Загальна кількість ступенів швидкості z дорівнює 22, і з деякими є збіги.

Прийняте кількість ступенів для основної конструкції, можливі наступні структурні формули:

$$z = 12 = 3 \cdot 2 \cdot 2,$$

$$z = 12 = 2 \cdot 3 \cdot 2,$$

$$z = 12 = 2 \cdot 2 \cdot 3,$$

$$z = 12 = 3 \cdot 4,$$

$$z = 12 = 4 \cdot 3.$$

Оскільки базовою конструкцією є автоматична коробка передач, то краще використовувати конструктивну формулу, яка не викликає навантаження на вхідний і вихідний вали $z = 2 \cdot 3 \cdot 2$.

2.2.4 Визначення кількості конструктивних та кінематичних варіантів

На варіативність структури впливає послідовність побудови груп і порядок розташування основної групи, першого контрольного пункту, другого тощо.

У складних конструкціях вибір буде більше. Будуть додаткові варіанти.

$$B_{0\text{кон}} = \frac{k_0!}{m_0!} \quad (2.3)$$

де k_0 - кількість груп передач; m_0 - кількість груп із однаковим числом передач.

Розраховується кількість варіантів конструкції. Враховуючи те, що основна конструкція може передувати і слідувати за додатковими конструкціями, існує загальна кількість варіантів оформлення. $B_{кон} = 2 \cdot B_{кон} \cdot B_{1кон}$; отже

$$B_{кон} = 2 \cdot \frac{3!}{2!} \cdot \frac{1!}{1!} = 6.$$

Однак у нашому випадку облаштування конструкції визначається загальною кількістю доступних конструктивних варіантів.

$$B_{кон} = \frac{3!}{2!} \cdot \frac{1!}{1!} = 3.$$

Складні приводи можуть мати кілька груп передач, наприклад $K = k_0 + k_1 + \dots$. Крім того, кожна група може бути основною, першою, другою тощо. Вибаглива, отже, кількість кінематичних параметрів:

$$\begin{aligned} B_{кин} &= (k_0 + k_1 + \dots), \\ B_{кин} &= (3 + 1)! = 4! = 24 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Є загальна кількість варіантів приводу.

$$B = B_{кон} \cdot B_{кин}. \quad (2.5)$$

Отже, для розробленої структурної формули $b = 6 \times 24 = 144$, а для нашого варіанту розташування структур $b = 3 \times 24 = 72$.

Усі варіації приводу прийнятні для реалізації, але вкрай важливо враховувати потенціал для конструктивної реалізації в кожному конкретному випадку.

2.2.5 Визначення структурних формул кінематичних варіантів

Оскільки існує багато варіантів складних конструктивних постановок розроблених приводів, то з метою їх скорочення обмежимося умовами

компонування приводів: основна структура дозволяє змінювати характеристики групи, а додаткова використовується для досягнення бажаної кількості ступенів швидкості. На основі наданої інформації ми створили структурну формулу, дотримуючись вказівок, викладених у літературі.

$$\begin{aligned} z &= 2[1] \cdot 3[2] \cdot 2[6](i + 2[6]), \\ z &= 2[1] \cdot 3[4] \cdot 2[2](i + 2[6]), \\ z &= 2[3] \cdot 3[1] \cdot 2[6](i + 2[6]), \\ z &= 2[6] \cdot 3[1] \cdot 2[2](i + 2[6]), \\ z &= 2[6] \cdot 3[2] \cdot 2[1](i + 2[6]), \\ z &= 2[2] \cdot 3[4] \cdot 2[1](i + 2[6]). \end{aligned}$$

Універсальна структура дозволяє досягти максимальної швидкості 36 рівнів. Змінюючи характеристики додаткової структури, ми досягаємо відповідності 6 швидкостей, що призводить до зменшення кількості ступенів швидкості до 27.

Щоб досягти бажаної швидкості $z = 22$, необхідно відповідним чином відрегулювати передавальне число.

2.2.6 Побудова структурних сіток та вибір оптимального варіанта

З урахуванням попередніх умов залишається можливість модифікації групового індексу, що дозволяє побудувати структурну сітку, підібрати конкретні структурні формули та визначити оптимальну схему виключно на основі фундаментальної структури.

Процес вибору найкращого рішення здійснюється на основі критеріїв оптимальності, але цим критеріям краще відповідає структурна сітка за структурною формулою: $z = 2[1] \cdot 3[2] \cdot 2[6](i + 2[6])$.

Враховуючи найбільш прийнятну конструкцію для обраної конструкції,

побудуємо загальну структурну сітку, що враховує вплив пасових передач на передавальні числа коробки передач від двигуна до коробки передач і від коробки передач до бабки шпинделя.

2.2.7 Розробка кінематичної схеми приводу

Для аналізу рухливості двигунів використовувався графічний метод, в якому побудовано скелетну раму та діаграму обертових величин. кількість груп, шестерні всередині груп, як групи рухаються в серії шестерень, як групи обертаються разом з іншими, як групи рухаються та діапазон передач і швидкість обертання валу. Порядок денний обертання встановлює чіткі пропорції пропорцій передач у траєкторії кожного мотоцикла через відповідні оберти вала, що дає вам змогу вибрати найбільш адаптований. Діаграма повторюваності обертання відображає всі елементи в рамковій сітці. На малюнку 2. 1 показано повний графік швидкості шпинделя. , потужність і крутний момент. Він демонструє різноманітність доступних варіантів коробки передач, передньої бабки та діапазону. Обмеження та середні значення для швидкості обертання, вихідної потужності та обертової сили двигуна air132m4 високої напруги (100-1500 об/хв), середньої потужності (4500-12000 об/хв) і великої потужності (12000-20000 об/хв)

При роботі електродвигуна air160s6 ($n = 11$ кВт з діапазоном обертів 1000-3500 об / хв) вихідні параметри шпинделя залишаються постійними і стабільними.

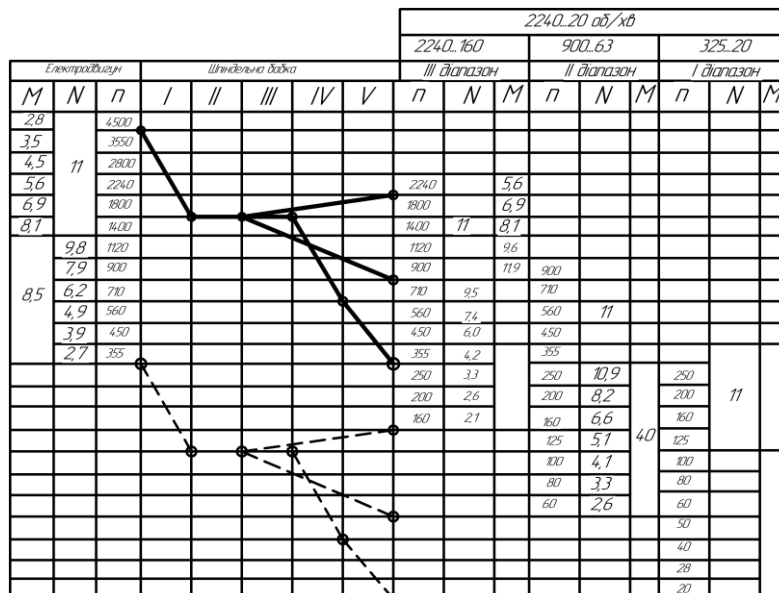


Рисунок. 2.1 – На графіку показано зміну частот обертання на верстаті 16K20T1.

2.3. Теплофізичний розрахунок шпиндельного вузла

Вміння проводити теплофізичні розрахунки та експериментів є важливою кваліфікаційною характеристикою інженера машинобудівника. Це, насамперед, визначення температур у поверхневих шарах металу при механічній обробці заготовки деталі, оскільки температура впливає на структуру та напружений стан оброблюваних шарів, а отже, і якість готової продукції. Значну роль відіграє вміння визначати температурні деформації у технологічних системах, оскільки вони впливають на точність виготовлення продукції [2, 21].

Диференційне рівняння теплопровідності [2, 21]:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{1}{c \rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial \Theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial \Theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial \Theta}{\partial z} \right) \right] + \frac{q_B}{c \rho} \quad (2.6)$$

де c - масова теплоємність, Дж/(кг⁰ C);

ρ - щільність речовини, кг/м³; $c_p = c_v$,

c_v - об'ємна теплоємність рідини Дж/(м³ C).

Вираз (3.1) представляє собою диференціальне рівняння теплопровідності, що описує у найбільш загальному вигляді температурне поле, яке виникає у твердому тілі під дією зовнішніх та внутрішніх джерел теплоти. Якщо нагрів тіла проходить лише зовнішніми джерелами теплоти, то $q_B=0$ і рівняння (2.6) спрощується. Подальше спрощення можливо отримати, якщо допустити, що коефіцієнт теплопровідності не залежить від температури. У цьому випадку

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{1}{c\rho} \left[\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial z^2} \right] \quad (2.7)$$

де, $\lambda/c\rho = \omega$ - коефіцієнт температуропровідності даної рідини, $\text{м}^2/\text{с}$.

Коефіцієнт температуропровідності ω , як і коефіцієнт теплопровідності λ є фізичними характеристиками матеріалу [1, 21]. З формули (2.7) видно, що зі збільшенням значення коефіцієнта температуропровідності ω зростає швидкість зміни температури у досліджуваній точці твердого тіла.

Теоретичне підґрунтя для виконання досліджень сформоване на основі експериментального дослідження температурного поля шпинделя токарно-револьверного верстата при високих швидкостях обертання шпинделя. Прийнято наступні припущення: шпиндель подано у вигляді стержня кінцевої довжини; підшипники виступають джерелом теплоутворення; шпиндель взаємодіє з навколишнім середовищем шляхом проходження процесу конвекції через бічні поверхні; торцеві поверхні адіабатичні; температурне поле шпинделя одномірне та стаціонарне. З врахуванням прийнятих припущень сформована теплова модель шпинделя (рис. 2.2).

Для формування математичної моделі доцільно провести розбивку шпинделя на окремі частини (рис.2.2), у межах котрих діють джерела теплоти (частина I) та відбувається теплообмін з навколишнім середовищем (частина II). У шпинделі виділяють елементарний об'єм у вигляді диску, товщиною dx та поперечним перерізом F . Для виділених об'ємів складають рівняння теплового

балансу і на підставі цих рівнянь виводять диференційне рівняння

теплопровідності: для частини I: $\frac{d^2\Theta}{dx^2} = -\frac{q \cdot u}{\lambda \cdot F}$; для частини II: $\frac{d^2\Theta}{dx^2} = \left(\frac{u \alpha}{\lambda F}\right)\Theta$,
де q - інтенсивність джерела теплоутворення; u - периметр шпинделя; λ - матеріал теплопровідності матеріалу шпинделя; α - коефіцієнт тепловіддачі.

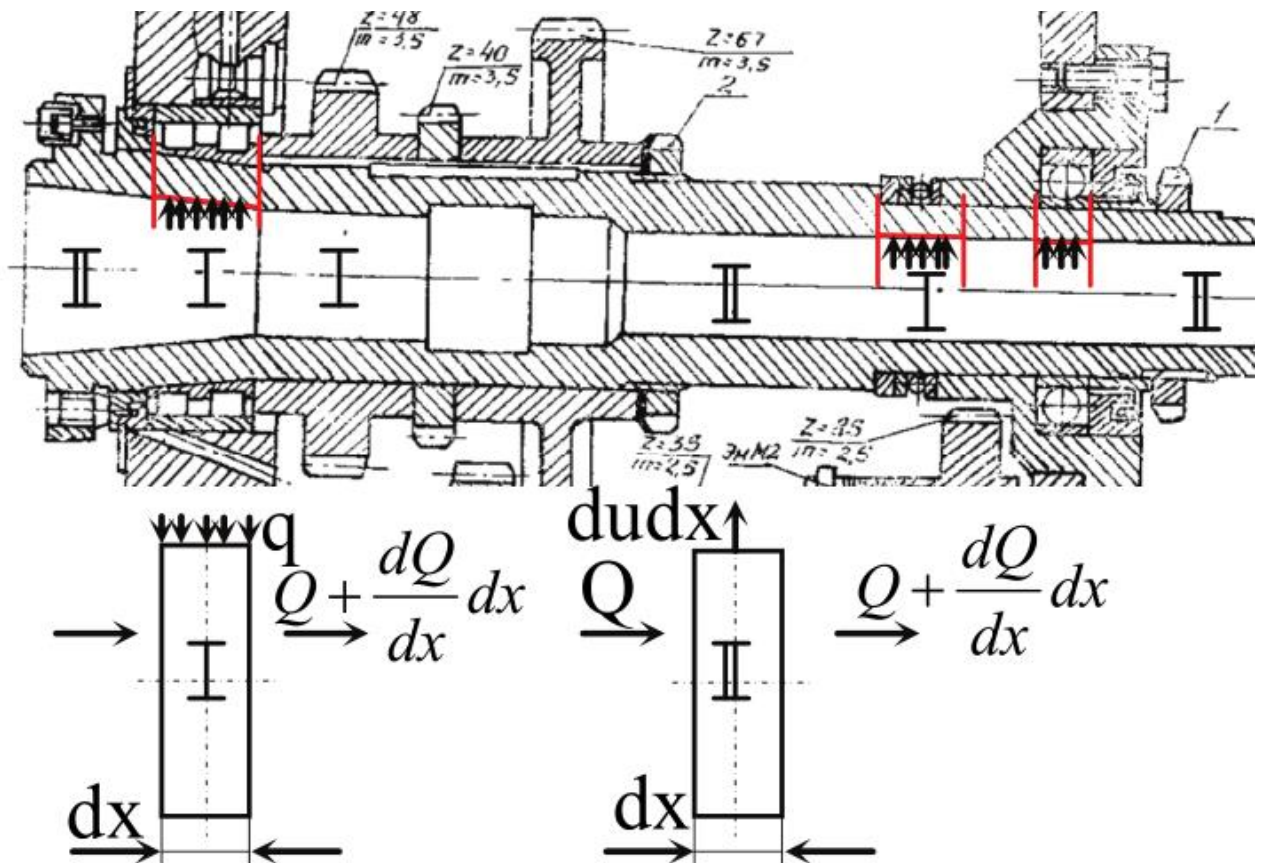


Рисунок 2.2. Теплова модель шпинделя [2]

Вирішуючи диференційні рівняння аналітичним методом, отримано:

$$\Theta = -(qu / \lambda F) \cdot x^2 / 2 + c_1 x + c_2; \quad (2.8)$$

$$\Theta = c_3 \exp\left(x \cdot \sqrt{u \alpha / \lambda F}\right) + c_4 \exp\left(-x \cdot \sqrt{u \alpha / \lambda F}\right). \quad (2.9)$$

Невідомі постійні величини c_1, c_2, c_3, c_4 , що входять до розрахункових виразів (2.3)-(2.4) можна визначити при сумісному використанні інших формул, які використовують для розрахунку тепловиділень у підшипниках.

Джерелом теплоутворення у підшипнику, є тертя між його деталями. Звідси,

$$W = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n, \quad (2.10)$$

де W - сумарна потужність джерела тепловиділення, Вт;

M - момент тертя підшипника, Нм;

n - частота обертання, s^{-2} .

$$M = 0.5 \cdot (T + f_0 R) \cdot d,$$

де $T = 10^3 \cdot c \cdot d$ - сила опору, що не залежить від навантаження, Н;

$f_0 = 0.0012$ - приведений коефіцієнт тертя шарикового радіального однорядного підшипника;

$c = 0.06$ - коефіцієнт пропорційності кулькового радіального однорядного підшипника;

d - діаметр вала під підшипник, м;

R - радіальне навантаження, Н.

За допомогою загальноприйнятої методики теплофізичного аналізу можуть бути розраховані теплові потоки та температури у підшипниках кочення [1, 2].

У зв'язку з високою частотою обертання підшипника джерело та потоки теплоти прийнято як розподілені рівномірно по робочих поверхнях зовнішнього та внутрішнього кілець, а також на робочій поверхні кульки. Ширина l кілець, сепаратору та поверхні кульки, що торкається кільця будемо

рахувати однаковими, торці кілець та поверхні кульок, що не торкаються кільця будемо рахувати адіабатичними, тобто таким, що непроникливі до теплоти.

Середня густина тепловиділення

$$q = \frac{W}{\pi \cdot l \cdot (d_z + d_e + d_c)} \quad (2.11)$$

де, d_z та d_e діаметри поверхонь кілець,

d_c - діаметр поверхні сепаратору.

Робочі поверхні кілець та сепаратору зазнають теплообміну з кульками.
Густина теплового потоку на поверхні кульки

$$q_w = \frac{\pi \cdot d_z \cdot l \cdot q_1 + \pi \cdot d_v \cdot l \cdot q_2 + \pi \cdot d_c \cdot l \cdot q_c}{\pi \cdot d_w \cdot l \cdot z} = \frac{d_z \cdot q_1 + d_v \cdot q_2 + d_c \cdot q_c}{d_w \cdot z} \quad (2.12)$$

$$q_1 = \frac{W}{\pi d_z}; \quad q_2 = \frac{W}{\pi d_v}; \quad q_3 = \frac{W}{\pi d_c}; \quad q_w = \frac{d_z \cdot q_1 + d_v \cdot q_2 + d_c \cdot q_c}{d_w \cdot z} \quad \text{BT/m}^2$$

де, z - кількість шариків;

d_w - діаметр кульки.

Для визначення щільності q_1 , q_2 та q_c потоків теплообміну використано методику температур. Температуру на поверхні кожного з компонентів системи слід визначати за формулами, що відносяться до півпросторів, але з поправками на круглу форму тіл. За таких допущень:

$$\theta_1 = \frac{2 \cdot (q - q_1 - q_c) \cdot \sqrt{\omega \tau}}{\lambda \cdot \sqrt{\pi}} \cdot L_z \quad (2.13)$$

$$\theta_2 = \frac{2 \cdot (q - q_2 - q_c) \cdot \sqrt{\omega \tau}}{\lambda \cdot \sqrt{\pi}} \cdot L_e \quad (2.14)$$

$$\theta_c = \frac{2 \cdot (q - q_c) \cdot \sqrt{\omega \tau}}{\lambda \cdot \sqrt{\pi}} \cdot L_c \quad (2.15)$$

$$\theta_{\text{ш}} = \frac{2 \cdot q_{\text{ш}} \cdot \sqrt{\omega \tau}}{\lambda \cdot \sqrt{\pi}} \cdot L_{\text{ш}} \quad (2.16)$$

де L_z , L_e , L_c та $L_{\text{ш}}$ - відповідно коефіцієнти форми для зовнішнього кільця, внутрішнього кільця, сепаратору та кульок;

$$L_{\text{ш}} = \frac{R^2}{\pi^2},$$

де, R - радіус зовнішньої поверхні кульки.

Вище викладені теоретичні положення покладено в основу математичної моделі для теплофізичного розрахунку шпіндельного вузла, яка реалізована у прикладних програмах. Робота цих програм базується на реалізації методу скінченних елементів [23].

2.3.2 Розрахунок підшипників

Проаналізуйте тип підшипників в опорах, особливо коли вихідний вал від коробки передач витримує додаткову вагу. Оцінка загальної реакції на надання опори.

$$R_B = \sqrt{R_{\Delta x} + R_{\Delta y}}, \quad (2.17)$$

де R_x і R_y - відповідні реакції у горизонтальній та вертикальній площинах.

$$R_A = \sqrt{R_{Ax} + R_{Ay}} = \sqrt{3875^2 + 3870^2} = 5476 \text{ Н}, \quad (2.18)$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx} + R_{By}} = \sqrt{5665^2 + 1840^2} = 5956 \text{ Н}. \quad (2.19)$$

Розраховуємо динамічну вантажопідйомність, вже встановивши довговічність. $L = 10000 \div 25000$ Н для редукторів загального призначення $L = 15000$ за формулою:

$$C = R \cdot \sqrt[10]{L} / \rho, \quad (2.20)$$

де R – Для радіальних підшипників з коефіцієнтом $r = 10/3$ динамічну навантажувальну здатність на опори можна розрахувати наступним чином:

$$C = 6900 \cdot \sqrt[10]{1500} / \frac{10}{3} = 52270 \text{ Н},$$

$$C = 7505 \cdot \sqrt[10]{1500} / \frac{10}{3} = 56850 \text{ Н}.$$

Відповідно до вимог до вантажопідйомності та розміру отвору ми вибираємо підшипники зі списку. Опора 2-х рядна радіально-сферична підшипник 3610 4610 ГОСТ 5721-75. Опора в: підшипник кульковий радіальний однорядний 310 ГОСТ 8338-75. Рекомендовані до застосування підшипники.

2.3.3 Розрахунок особливо навантаженого валу

Потужність посиленого стержня оцінюється, щоб знайти найменший поперечний переріз, який витримує діючі на нього сили згину. Ми розглядаємо вхідний вал автоматичної коробки передач як вал спеціальної конструкції. Під час обчислення ми враховуємо навантаження від зубчастих коліс, V-подібного заплутування та сили повороту. Щоб визначити силу тяги шестерень, враховуйте обидві сили, що діють навколо шестерень і безпосередньо на них.

$$R_t = 2M / D, \quad (2.21)$$

де M - крутний момент, Н.м,

D - діаметр колеса, м

Крутний момент розраховується за формулою.

$$M = 9750 \frac{N}{n}, \quad (2.21)$$

де N - максимальна передавальна потужність, кВт,

n - мінімальна частота обертання валу, об/хв.

$$N = N_g \cdot \eta, \quad (2.22)$$

де N_g - потужність електродвигуна, кВт,

η - ККД приводу (для токарних верстатів $\eta = 0,7$). Отже:

$$N = 10 \cdot 0,7 = 7 \text{ кВт},$$

$$M = 9750 \cdot 7 / 125 = 820 \text{ Н·м},$$

$$R_t = 2 \cdot 820 / 0,24 = 6840 \text{ Н},$$

$$R_z = R_t \operatorname{tg} \alpha = R_t \operatorname{tg} 20^\circ = 6840 \cdot 0,364 = 2490 \text{ Н}.$$

Зусилля клинопасової передачі визначимо підсумовуванням натягу в кожній її гілці.

Простіше кажучи, при розрахунку спрямованої лінії передачі важливо враховувати центри і рівні.

$$R_p = 2 \cdot R_0 \cdot \sin \alpha / 2, \quad (2.23)$$

де R_0 - сила попереднього натягу, Н;

α - кут обхвату, град.

$$R_0 = F_0 \cdot F, \quad (2.24)$$

де F_0 - напруження від попереднього натягу, МПа (для клинових ременів $F_0 = 1,2 \dots 1,5$ Мпа, приймаємо $F_0 = 1,5$ Мпа).

F - площа поперечного перерізу ремня, мм² (за каталогом $F = 1,38 \text{ см}^2$). Отже, отримаємо:

$$R_0 = 1,5 \cdot 138 = 2100 \text{ Н},$$

$$R_p = 2 \cdot 2100 \cdot \sin 90^\circ = 4200 \text{ Н}.$$

Ми розраховуємо окремі сили, що діють на клинопасову передачу як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках.

$$R_p^x = R_p \cos 50^\circ = 4200 \cdot 0,643 = 2700 \text{ Н},$$

$$R_p^y = R_p \sin 50^\circ = 4200 \cdot 0,766 = 3220 \text{ Н}.$$

Аналізуючи конкретні відповіді, ми будемо діаграму навантаження на вал.

Ми ідентифікуємо екземпляри на траєкторії польоту. У горизонтальній площині аналізуємо реакції опор.

$$\sum M_A : -R_{px} \cdot 0,085 - R_t \cdot 0,75 + R_{Bx} \cdot 0,865 = 0,$$

$$R_{Bx} = \frac{R_t \cdot 0,75 - R_{px} \cdot 0,085}{0,865} = 5665 \text{ Н},$$

$$\sum M_B : -R_{px} \cdot 0,95 - R_{Ax} \cdot 0,865 + R_t \cdot 0,115 = 0,$$

$$R_{Ax} = \frac{R_{px} \cdot 0,95 + R_t \cdot 0,115}{0,865} = 3875 \text{ Н}.$$

Розраховуємо згинальні моменти в різних перерізах:

$$\text{I ділянка } 0 \leq z_1 \leq 0,085 \quad M_x^I = -R_{px} \cdot z_1; M_x^I(0) = 0,$$

$$M_x^I(0,085) = -R_{px} \cdot 0,085 = -229,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{II ділянка } 0 \leq z_2 \leq 0,115 \quad M_x^{II} = -R_{Bx} \cdot z_2; M_x^{II}(0) = 0,$$

$$M_x^{II}(0,115) = -R_{Bx} \cdot 0,115 = 651,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{III ділянка } 0 \leq z_3 \leq 0,75 \quad M_x^{III} = R_{Bx} \cdot (0,115 + z_3) - R_t \cdot z_3,$$

$$M_x^{III}(0) = R_{Bx} \cdot 0,115 = 658,5 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$M_x^{III}(0,75) = R_{Bx} \cdot 0,865 - R_t \cdot 0,75 = -229,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Після виконання необхідних розрахунків ми створюємо графік, який відображає згинальні моменти, що є результатом прикладених сил навантаження в горизонтальній площині. У вертикальному напрямку аналізуємо відгуки опор.

$$\sum M_A : -R_{py} \cdot 0,085 + R_t \cdot 0,75 - R_{By} \cdot 0,865 = 0,$$

$$R_{By} = \frac{R_t \cdot 0,75 - R_{py} \cdot 0,085}{0,865} = 1840 \text{ Н},$$

$$\sum M_B : -R_{px} \cdot 0,95 - R_{Ay} \cdot 0,865 - R_t \cdot 0,115 = 0,$$

$$R_{Ay} = \frac{R_{py} \cdot 0,95 + R_t \cdot 0,115}{0,865} = 3870 \text{ Н}.$$

Визначаємо згинальні моменти по ділянках:

$$\text{I ділянка } 0 \leq z_1 \leq 0,085 \quad M_y^I = -R_{py} \cdot z_1; M_y^I(0) = 0,$$

$$M_y^I(0,085) = R_{py} \cdot 0,085 = 273,7 \text{ Нм}.$$

$$\text{II ділянка } 0 \leq z_2 \leq 0,115 \quad M_y^{II} = -R_{By} \cdot z_2; M_y^{II}(0) = 0,$$

$$M_y^{II}(0,115) = -R_{By} \cdot 0,115 = -211,6 \text{ Нм}.$$

$$\text{III ділянка } 0 \leq z_3 \leq 0,75 \quad M_y^{III} = R_{By} \cdot (0,115 + z_3) + R_t \cdot z_3,$$

$$M_y^{III}(0) = -R_{By} \cdot 0,115 = -211,6 \text{ Нм},$$

$$M_y^{III}(0,75) = -R_{By} \cdot 0,865 + R_t \cdot 0,75 = 273,7 \text{ Нм}.$$

Після аналізу результатів будуємо графік, що відображає згинальні моменти у вертикальній площині, а також графік, що відображає крутний момент.

Розраховуємо еквівалентний момент, що діє на вал, за формулою:

$$M_{\vartheta} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_k^2} \quad . \quad (2.24)$$

Підставляючи значення, отримуємо:

$$M_s = \sqrt{651,1^2 + 273,7^2 + 820^2} = 1082,5 \text{ Нм.}$$

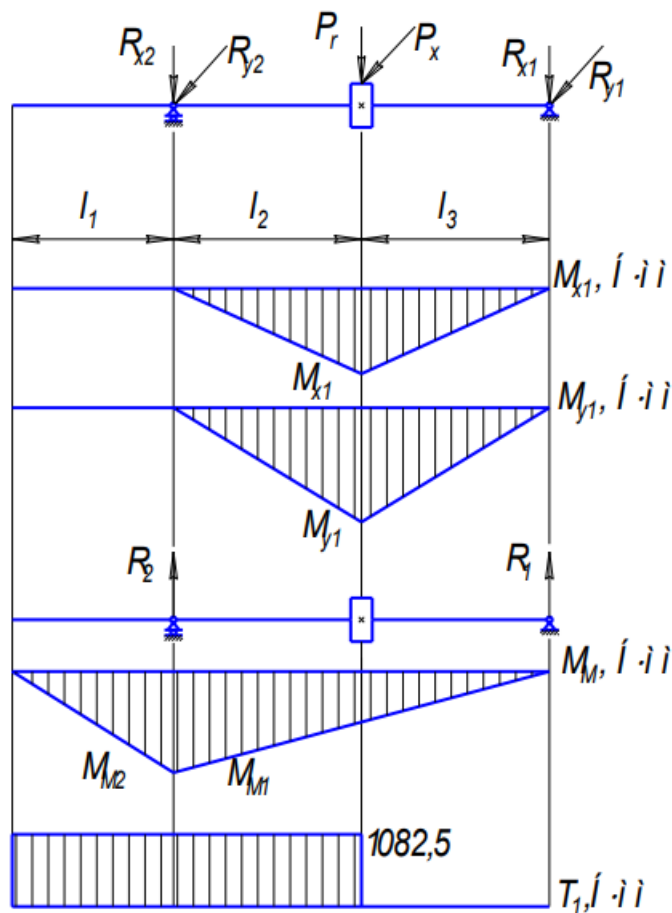


Рисунок 2.3 – Схема епюр валу

Найменший діаметр валу визначають за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_s}{0,1 \cdot [\sigma]}}, \quad (2.18)$$

де $[\sigma]$ – допустима номінальна напружка валу, МПа (для матеріалу валу сталь 40Х приймають [5] $\sigma = 620 \div 640$) МПа.

Підставляючи задані значення, можна обчислити результат:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1082500}{0,1 \cdot 620}} = 26 \text{ мм, } d \geq 44,2 \text{ мм.}$$

Розмір вала враховується при визначенні його вартості. З конструктивних і технологічних міркувань діаметр усіх перерізів ствола визначають із стандартного діапазону діаметрів, але не менше

розрахункового. Оскільки запас міцності більше допустимого, ретельний розрахунок вала не потрібен. Наш асортимент включає в себе різноманітний вибір коробок передач, включаючи автоматичні варіанти: $[n] = 2,5 - 3$.

Розділ 3

Науково-дослідна

3.1 ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОЩИРЕННЯ ТЕПЛОВОГО ПОТОКУ ВЗОВЖ ОСІ ШПИНДЕЛЬНОГО ВАЛА

Загальна характеристика конструкції шпиндельного вала

Типова конструкція вала шпинделя передбачає виокремлення кількох характерних ділянок: передній фланець, поверхні під підшипники, проміжні ділянки, місця посадки зубчатих коліс та хвостовик (див. рис. 3.1).

У процесі аналізу виокремлюють елементарні складові [23], або характерні вузли для встановлення температурного режиму у цих точках. Отримані нами розрахункові дані температурного поля включають 122 характерних точки.

Результати попереднього аналізу представлені у наступному вигляді:

БІЖУЧИЙ ЧАС МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ОБ'ЄКТА	(ХВ)	1.65
--	--------	------

ТЕМПЕРАТУРА							
NN	КООРДИНАТИ [мм]			NN	КООРДИНАТИ [мм]		
	ПО РАД.	ПО ОСІ	ТЕМПЕР.		ПО РАД.	ПО ОСІ	ТЕМПЕР.
1	62.50	1.00	20.000	62	40.00	287.00	20.034
2	35.00	1.00	20.000	63	17.00	273.00	20.027
3	62.50	29.84	20.000	64	17.00	287.00	20.055
4	30.68	29.84	20.000	65	52.00	316.00	20.190
5	62.50	58.69	20.000	66	40.00	316.00	20.193

Узагальнені результати із визначенням характерних точок:

МІНІМАЛЬНЕ ЗНАЧЕННЯ ТЕМПЕРАТУРИ - для оцінки похибки	20.00
--	-------

ОПОРА	НОМЕРИ ВУЗЛІВ У ВІДПОВІДНОСТІ ОПОРАМ КОЧ.								
1	10	11	13	0	0	0	0	0	0
2	76	74	71	0	0	0	0	0	0
3	76	77	79	0	0	0	0	0	0
4	108	109	111	0	0	0	0	0	0

ЗАГАЛЬНИЙ ЧАС МОДЕЛЮВАННЯ РАБОТИ ОБЄКТА (ХВ)	268.42
--	--------

У зв'язку з великим розміром масиву розрахункових даних ми виділили десять вузлових точок по довжині валу шпинделя та звели детерміновані результати розрахунку теплового поля у зведену таблицю із зазначенням кількості вузлів..

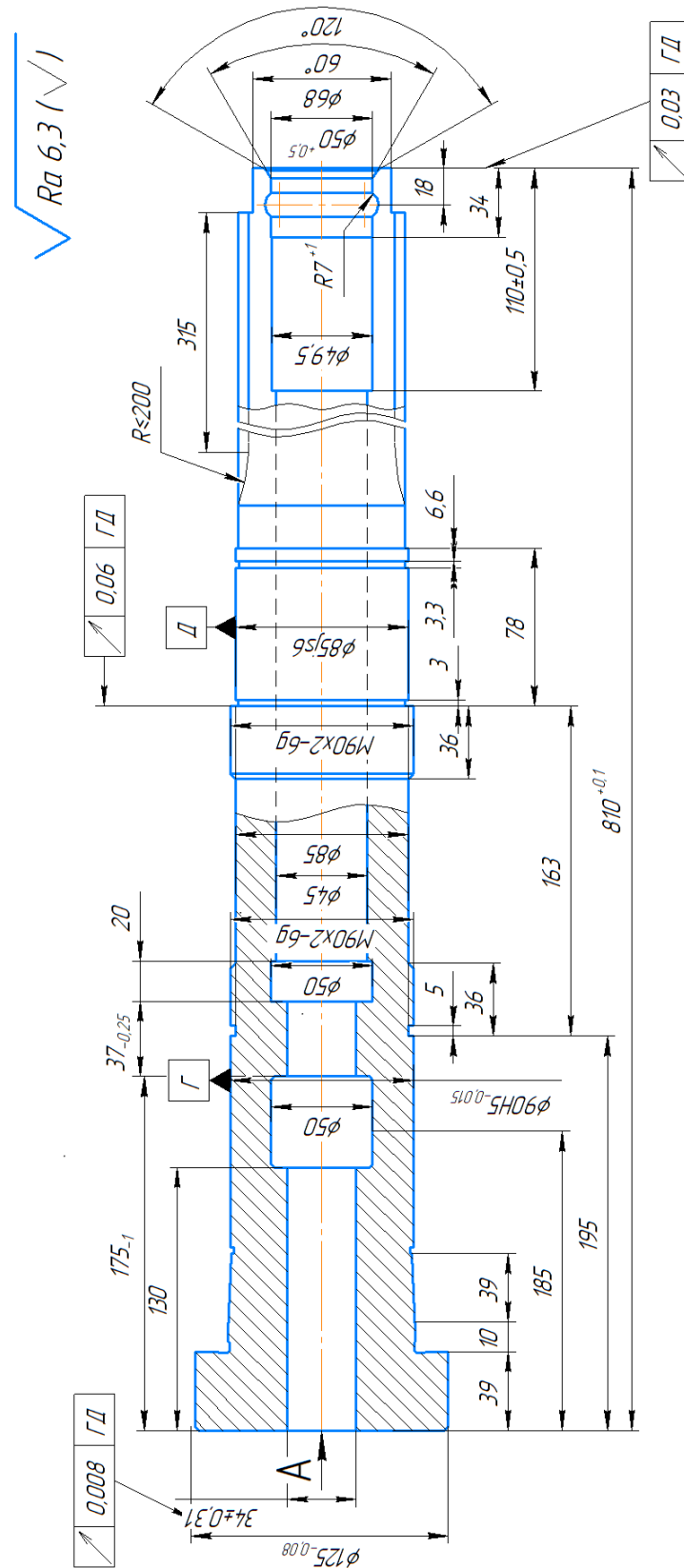


Рисунок 3.1. Елемент креслення вала шпинделя

3.2 Систематизація отриманих вихідних даних для аналізу

Для узагальнення та підготовки інформації для подальшого аналізу ми виокремили та згрупували отримані результати:

- геометричні характеристики вузлових точок (мм);

№ п/п	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ вузла	10	25	51	68	74	76	86	95	109	122
Зміщення, мм	63.0	178.0	274.3	345.0	361.9	376.0	416.0	440.8	687.3	775.8

- контрольні відрізки часу дослідження (хв);

t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀	t ₁₁	t ₁₂	t ₁₃
1.6	4.3	8.8	16.2	28.4	58.4	88.4	118.4	148.4	178.4	208.4	238.4	258.4
5	7	5	4	2	2	2	2	2	2	2	2	2

- зведена матриця температурних потоків (по вузлах від часу роботи);

	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	t ₆	t ₇	t ₈	t ₉	t ₁₀	t ₁₁	t ₁₂	t ₁₃
1	22.624	24.308	25.643	26.167	27.040	28.486	29.678	30.184	30.843	31.019	31.407	31.417	31.677
2	20.032	20.206	20.566	21.147	22.024	23.774	25.057	25.940	26.552	26.971	27.264	27.461	27.602
3	20.012	20.115	20.431	20.973	21.794	23.470	24.659	25.427	25.941	26.285	26.524	26.686	26.800
4	20.736	21.410	21.871	22.480	23.361	25.017	26.044	26.686	27.115	27.403	27.603	27.738	27.833
5	22.077	22.291	23.265	23.608	24.902	26.206	27.456	27.676	28.382	28.308	28.807	28.606	29.006
6	22.387	22.543	23.646	24.050	25.436	26.721	27.938	28.080	28.781	28.659	29.168	28.934	29.350
7	20.577	21.461	22.181	23.374	24.447	26.308	27.015	27.577	27.764	28.080	28.113	28.316	28.278
8	20.203	20.884	21.711	22.902	24.142	25.913	26.725	27.167	27.447	27.653	27.782	27.882	27.940
9	21.941	22.066	23.413	23.763	25.269	26.126	26.970	26.648	27.216	26.845	27.339	26.942	27.393
10	20.141	20.933	22.043	22.862	23.772	24.831	25.220	25.255	25.404	25.403	25.502	25.474	25.547

Надалі ми будемо використовувати інструменти для автоматизованого проектування та аналізу масиву даних у вигляді набору точок..

3.3 Аналіз результатів дослідження

Матриця є основою отриманого набору значень. Записи можна перетворити на тип, придатний для побудови графіків. З отриманого набору значень вдалося виділити 4 позиції, які характеризуються тим, що на них розташовані опори для вала шпинделя. Для вибраних позицій були складені графіки температурного навантаження.(рис. 3.2.).

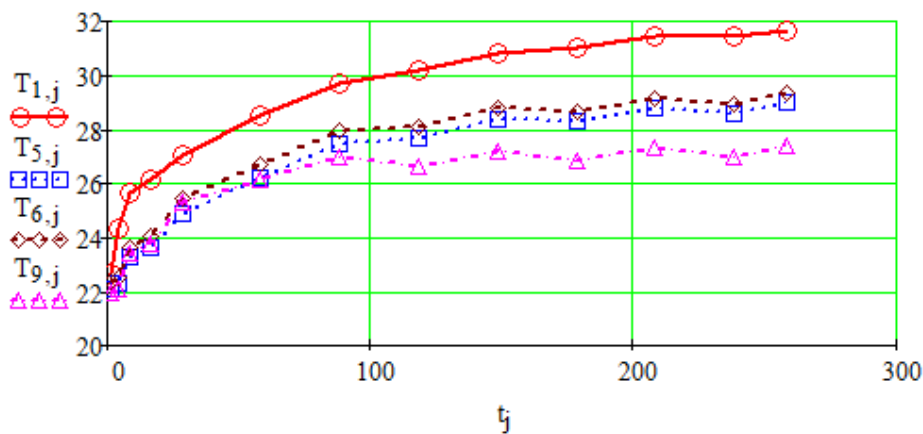


Рисунок 3.2. Значення температур в зонах розміщення опор в залежності від часу роботи вузла

Аналіз отриманих результатів (на прикладі першої опори) показує, що найбільш інтенсивний нагрів відбувається в перші 10 хвилин роботи. У наступні 90 хвилин відбувається рівномірний нагрів опори, потім протягом наступних 100 хвилин незначне підвищення з переходом до періоду стабілізації температурного поля після 200-ї хвилини.

З іншого боку, ми проаналізували розподіл температурного поля вздовж осі валу шпинделя для кількох вузлових точок, до їх списку увійшли точки, де розташовані опори валу шпинделя (рис. 3. 3).

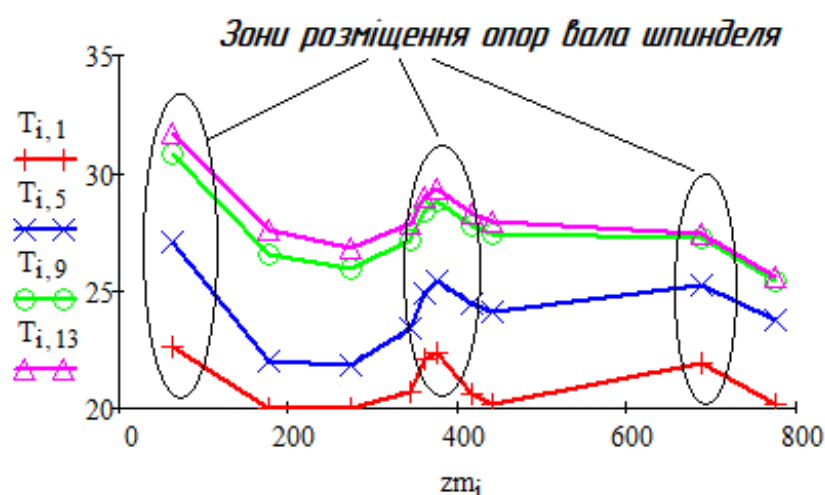


Рисунок 3.3. Значення температур в зонах розміщення опор

Фундаменти шахти є джерелом тепла, а часове розділення між вузлами відображає теплову рівновагу на 200-хвилинній робочій позначці. Головка вала

шпинделя зазнає найбільшої термічної напруги, і очевидно, що в цьому місці відбувається надходження тепла як від підшипника, так і від головки.

Графік показує, що під час роботи інсталяції температурне навантаження плавно зменшується, а температурний профіль залишається стабільним після позначки 150 хвилин.

Було розроблено та виконано обчислювальну структуру для з'ясування характеристик температурних коливань у часовому проміжку на основі результатів аналітичної математики.

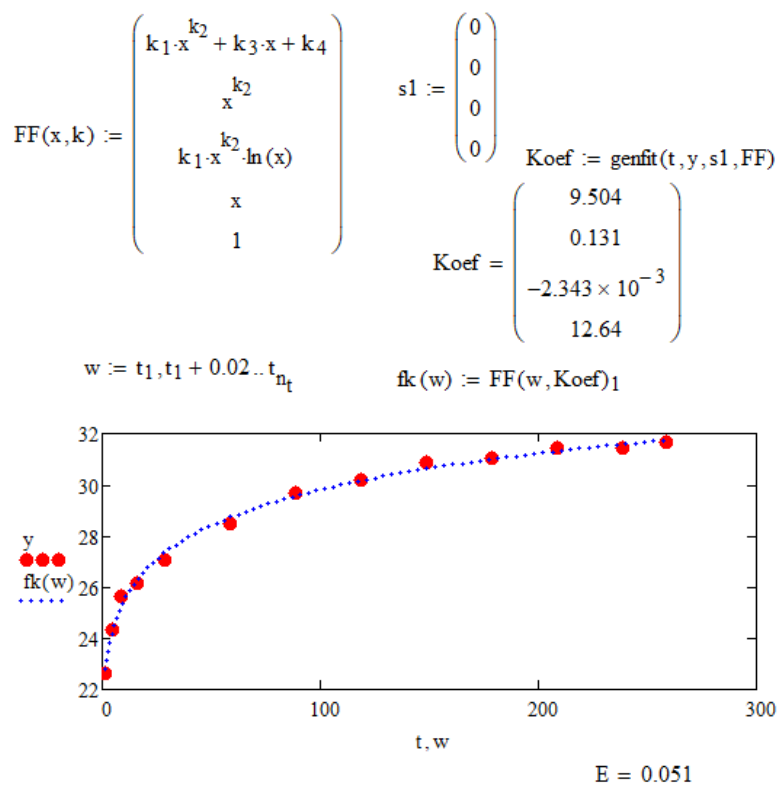


Рисунок 3.4. Розроблена математична модель

Виходячи з результатів математичного моделювання, для кожної характерної точки рекомендується використовувати нелінійний тип залежності.

$$f(x) = a \cdot x^b + c \cdot x + d.$$

Враховуючи більшість критичних навантажень згідно з термічним аналізом, ми обчислили змінні параметри в нелінійній регресії, виглядаючи таким чином:

$$f(x, a, b, c, d) = 9.504 \cdot x^{0.131} - 2.343 \cdot 10^{-3} \cdot x + 12.64$$

при цьому середньоквадратичне відхилення становить $E=0,051$. Подібні рівняння можна вивести для будь-якої точки на обертовому валу. розрахункові цифри також доступні для проміжних точок між двома визначальними точками, для яких вимірюються значення теплового навантаження.

3.4. Висновки за результатами наукового дослідження

1. Як свідчать дані досліджень з літературних джерел, значну увагу науковці приділили дослідженню динамічних механізмів у зоні різання. Було відзначено перевірку жорсткості системи в VPID і вплив змінних режиму різання на точність і ефективність обробки порівняно з менш вивченим тепловим впливом на вал шпинделя.
2. Вперше запропоновано комплексний підхід, що поєднує табличні, аналітичні та графічні методи дослідження умов термічного навантаження шпинделя металорізального верстата.
3. «Для початкового випадку, на основі результатів прогнозування на основі математики, характеристика зміни теплового навантаження в основних вузлах була чітко визначена, спираючись на часовий розгляд статті дослідження».
4. Для початкового випадку, використовуючи математичні прогнози, природа зміни теплового впливу на поворотних з'єднаннях була з'ясована залежно від розбіжності досліджуваної зони від кінцевої грані передньої втулки осі ротора. Ця редакція зберігає оригінальну значення при введенні синонімів або близькоспоріднених термінів.
5. Було продемонстровано, що найінтенсивніше зігрівання відбувається в області спини протягом перших 10 хвилин пологів. У наступні 90 хвилин відбувається однорідний нагрів опори з наступним посиленням протягом 100 хвилин під час переходу до стадії теплової рівноваги після 200-ї хвилини

функціонування. Речення було переписано з використанням синонімів, щоб досягти різноманітності слів і все ще передавати те саме значення.

6. Для першого випадку, використовуючи як графічні, так і аналітичні методи для побудови математичної формули, було виявлено адекватну кореляцію, яка точно окреслює поведінку впливу температури на опір.

Розділ 4

Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ТА ОХОРОНИ ПРИЦІ ПРИ РОБОТІ НА ТОКАРНИХ ВЕРСТАТАХ З ЧПК.

Загальні протоколи безпеки для металообробного інструменту встановлюються національними еталонними стандартами, а додаткові критерії, що визначаються нюансами їхнього унікального плану та умов використання, детально описані в офіційних документах, що регулюють обладнання та технічні посібники. Конструкція щитка не повинна перешкоджати технологічності апарату і призводити до ускладнень при експлуатації, догляді, модифікації та розблокуванні - уникати забруднення поверхні мастилом і охолоджуючою рідиною. Автономні та напівавтономні пристрої стандартно постачаються з механізмом самоблокування, який перешкоджає запуску робочих циклів, у той час як захисний екран залишається незагерметизованим, щоб запобігти потенційній шкоді працівникам. У багатофункціональних токарних верстатах і верстатах з ЧПК для виробів діаметром до 500 мм шпиндель (незакріплений патрон) повинен зупинятися не більше ніж на 5 секунд після закриття, у верстатах, призначених для виробів діаметром до 630 мм, - максимум на 10 секунд. Цей сеанс не повинен перевищувати 3 моментів для свердлильного апарату, 6 періодів для розточувального апарату та 5 інтервалів для універсального фрезерного апарату. У стоматологічному обладнанні рух інструменту та кінематичні складові механізму повинні бути свідомо вимкнені, коли завершується цикл підготовки стоматологічного об'єкта. Крім того, ми також піклуємося про зубчасті колеса, особливо якщо вони мають унікальну геометрію, наприклад конуси чи профілі, а також завершальні штрихи, які можуть знадобитися, наприклад, те, що може зробити шліфувальний круг. Операції шліфувальної машини - 30 секунд. Шліфувальні машини для роботи з черв'ячними передачами - 40 сек. Обладнання та компоненти, маса яких перевищує 16 кілограмів, вимагають встановлення

спеціальних пристроїв, таких як отвори, перфорації та шпильки, призначені для їх безпечного підйому та переміщення під час встановлення, деконструкції та обслуговування. Підйомник ідентичної моделі інтегрований у машини або автоматизовані виробничі лінії для підйому компонентів вагою понад 8 кілограмів, включаючи інструменти та обладнання понад 20 кілограмів. Яким би був більш формальний і точний спосіб переписати це речення, зберігаючи його значення. Використання відповідного словника технічних термінів може посилити загальну формальність і конкретність

Додаткові вимоги безпеки вказані в стандартах для деяких машин. При обробці матеріалів на токарних верстатах зі швидкостями, що перевищують 5 метрів за секунду, розмір шару оболонки повинен бути збільшений щонайменше вдвічі. Ревізійні панелі в бар'єрах (загородженнях) вимагають багат шарових прозорих речовин із сумарною товщиною не менше 10 мм. Токарні верстати повинні мати корпуси зі звукопоглинаючими пристроями по всій довжині. «Пристрої для поздовжнього стругання повинні використовувати еластичні затискачі для уповільнення, щоб уникнути перекидання столу через елемент». В абразивно-різальних машинах важливо забезпечити доступ до відокремлених вакуумних інструментів для евакуації різаних матеріалів із робочої зони. Шліфувальні пристрої мають бути вдосконалені, щоб підвищити надійність захисних компонентів для їх використання під час потенційних несправностей колеса. Циліндричні шліфувальні верстати, що обертаються понад 60 м/с, повинні огорожувати зону, що стоїть перед працівником, бар'єрами. Стрічкові пилки для різання металу мають кришки, при цьому для використання відкрита лише обертова частина. Протектор стоїть біля колеса, де рухається ремінь, а з боків колеса є додаткові протектори. У деяких типах машин зона, де рухається робоча поверхня, яка перевищує саму машину, заблокована. Паркани можуть бути побудовані як стіни або інші речі, які не дозволяють працівникам проникнути в це місце. Для високошвидкісних залізничних скімерів, які швидко рухаються, механізми припинення та зупинки є важливими, щоб запобігти від'єднанню частини колії після уповільнення.

Пристрій подачі використовує відновну систему зміни руху, а відокремлення між стійкою та лещатами захищено щитом. Щоб уникнути цього, прив'яжіть нижній кінець ручки ножиць до верстака та використовуйте нерухомий ремінь безпеки, щоб тримати пальці подалі від леза та затискного механізму. Під час обрізання заготовок на стрічкових і циркулярних пилках важливо використовувати пристрої, які запобігають ризику пошкодження пальців майстрів. Переписуючи надане речення синонімами: На бурових пристроях компоненти розміщуються та затискаються в губках, лініях передачі та інших пристроях, які міцно прикріплені до робочої поверхні або основи обладнання. Спосіб кріплення інструменту повинен забезпечувати міцне захоплення та точне вирівнювання обладнання. Автоматичні лінії обробки продукції складаються з незалежних, пов'язаних між собою машин. Автоматична лінія управляється з центрального пункту управління, забезпечуючи автоматичне налаштування та роботу. У той же час механізм саморегулювання повинен виключати автоматичну зміну робочої послідовності від ініціації до автономної активації. Всі машини та частини автоматичної системи мають власний вимикач під час роботи на етапі тестування. Зробити можливим налаштування сигналізації про налагодження або автоматичну роботу. Усі машини та агрегати в ручних налаштуваннях і налаштуваннях активації повинні запобігати інцидентам, працювати відповідно до заздалегідь визначеної послідовності та використовувати механізм припинення операцій. Мобільні компоненти машин, комірок і пристроїв, а також інструменти та заготовки захищені надійним покриттям, що запобігає входу працівників у небезпечні зони під час роботи технологічної лінії. Видалення осколків із зон за межами демаркації має бути механізованим, наприклад, із застосуванням рідинних очищувачів, скребкових жолобів та всмоктуючих механізмів. Управління продуктом через процес технологічної лінії в автоматичному режимі може здійснюватися виключно за допомогою пристроїв управління в межах технологічного процесу.

Висновок

У результаті виконання кваліфікаційної роботи на тему «Дослідження розподілу теплового потоку по валу шпинделя токарно-гвинторізного верстата 16K20T1» отримано наступні результати:

1. Аналіз конструктивних особливостей верстата

Проведено детальне дослідження конструкції токарно-гвинторізного верстата 16K20T1, зокрема його кінематичної структури, основних вузлів, таких як шпиндельний механізм, передня бабка, механізми подачі та приводу. Це дало змогу визначити ключові параметри, що впливають на точність та надійність роботи верстата, а також основні джерела теплових навантажень у шпиндельному вузлі.

2. Дослідження теплових процесів

Виконано теплофізичний розрахунок шпиндельного вузла, з урахуванням теплоутворення в підшипниках та передачі тепла через його елементи. Створено математичну модель розподілу температурного поля вздовж осі шпинделя, яка враховує основні джерела тепла, такі як тертя у підшипниках, та механізми передачі тепла через конвекцію і теплопровідність.

3. Експериментальні дослідження

Проведено моделювання теплових процесів у шпиндельному вузлі із використанням числових методів та програмного забезпечення. На основі отриманих даних створено зведену таблицю та графіки температурних навантажень у вузлових точках шпинделя. Виявлено, що:

- Максимальне нагрівання шпинделя спостерігається у перші 10 хвилин роботи вузла.
- Після 90 хвилин роботи відбувається стабілізація температури, а після 200 хвилин – досягнення теплової рівноваги.
- Найвищі температурні напруження зафіксовано у зоні переднього підшипника, що потребує додаткових заходів для оптимізації теплообміну.

4. Модернізація конструкції

Запропоновано комплекс заходів для вдосконалення конструкції шпиндельного вузла, включаючи:

- Розробку удосконаленої системи охолодження з використанням теплових труб.
- Оптимізацію конструктивних параметрів вузла для зменшення термічних деформацій.
- Впровадження нових матеріалів із високими теплофізичними властивостями для підшипників та елементів шпиндельного механізму.

5. Практична цінність роботи

Отримані результати можуть бути використані для підвищення точності та продуктивності роботи токарно-гвинторізних верстатів моделі 16K20T1. Розроблені рекомендації та математична модель є основою для подальших досліджень теплових процесів у металообробному обладнанні.

6. Наукова новизна

Вперше запропоновано інтегрований підхід для аналізу теплового навантаження шпиндельного вузла, що об'єднує аналітичні, експериментальні та числові методи дослідження. Побудовано математичну модель, яка враховує взаємодію між конструктивними параметрами вузла та умовами теплового впливу.

7. Подальші дослідження

Робота створює базу для подальших досліджень, зокрема для розробки автоматизованих систем моніторингу температурного стану шпиндельних вузлів та їх адаптивного керування.

У цілому, виконана робота сприяє вирішенню актуальних проблем, пов'язаних із забезпеченням високої точності та довговічності роботи металорізального обладнання, а також відкриває нові можливості для його модернізації.

Список використаної літератури

1. Беяева А.Ю. Теплофізичний розрахунок шпиндельного вузла/ Матеріали за 11-а міжнародна научна практична конференція, «Найновите постиження на європейската наука», - 2015. Том 13. Технологии. Селско стопанство. Здание и архитектура. София. «Бял ГРАД-БГ» ООД - 96 стр. С. 8-11.
2. Перетяка Н. О. Аналіз даних теплового контролю шпиндельних опор настільного токарно-гвинторізного верстата // [Вісн. Вінниц. політехн. ін-ту](#). - 2019. - № 2. С. 91-98. DOI:10.31649/1997-9266-2019-143-2-91-98
3. Peretiaka N., Boriak K., Vatrenko O. Improving the thermal method for assessing the technical condition of rolling bearings based on the heating rate criterion. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №5/1 (107). 2020. P. 118-126. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.212540>
4. Шаповал Ю.В. Підвищення ефективності оброблення деталей шляхом керування динамікою процесу точіння з високими частотами обертання шпинделя / Ю.Шаповал, В. Залога // Вісник ЖДТУ. – 2017. – №2 (80). – С. 175–184. DOI:[https://doi.org/10.26642/tn-2017-2\(80\)-175-184](https://doi.org/10.26642/tn-2017-2(80)-175-184).
5. Динамічне управління коливаннями при точінні / В. О. Залога, Д. В. Криворучко, Ю. В. Шаповал, К. А. Дрофа // Mechanics and Advanced Technologies. – 2017. – №79. – С. 100–107.
6. Штегін О.О. Підвищення продуктивності процесу фрезерування просторово-складних поверхонь деталей забезпеченням динамічної стійкості технологічної оброблювальної системи [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Штегін Олексій Олександрович; Житомир. держ. технол. ун-т. – Житомир, 2017. – 20 с.

7. Штегін О.О. Підвищення ефективності оброблення деталей шляхом керування динамікою процесу точіння з високими частотами обертання шпинделя / Штегін О.О., Юмашев В.Є. // Вісник ЖДТУ. – 2015. – №1 (72). – С. 62–69. [https://doi.org/10.26642/tn-2015-1\(72\)-62-69](https://doi.org/10.26642/tn-2015-1(72)-62-69)
8. Бойко І.А. Підвищення динамічної якості високошвидкісних багатоцільових верстатів [Текст]: афтореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.03.01 / Бойко Ігор Андрійович; М-во освіти і науки України, Житомир. держ. технолог. ун-т. - Житомир : ЖДТУ ; Запоріжжя : Мотор Січ, 2018. - 21 с.
9. Бойко І. А., Івченко Л. Й. Забезпечення динамічної якості багатоцільових верстатів в період експлуатації. Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. Запоріжжя, 2018. № 1. С. 124–128.
10. Струтинський В. Б., Колот О. В., Чуприна В. М. Математичне моделювання пружної системи верстата для визначення точності обробки // Вісник ХНТУ. -Херсон, 2016. -Т. 56, № 1. -С. 179- 191.
11. Venkata R. K., Murthy B. S., Mohan R. N. Prediction of cutting tool wear, surface roughness and vibration of work piece in boring of AISI 316 steel with artificial neural network // Measurement. -2014. -Т. 51. -С. 63- 70.
12. Попов В. И., Локтев В. И. Динаміка верстатів. Київ : Техніка, 1975. 136 с.
13. Грицай І. Є. Визначення динамічних характеристик металорізальних верстатів для переведення їх на режими швидкісного різання / І. Є. Грицай, Т. А. Гурей // Вісник Національного університету «Львівська політехніка». – 2007. – № 588 : Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. – С. 25-30.
14. В. В. Солоха, В. С. Ліліченко, М. В. Фролов. Зниження впливу теплових деформацій на точність обробки на токарних верстатах / В. В. Солоха,

- В. С. Ліліченко, М. В. Фролов // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні №2, 2011. – с. 69-72.
15. <http://www.dissercat.com/content/povyshenie-tochnosti-shpindelnykh-uzlov-pretsizionnykh-stankov-metodami-termouprugogo-modeli#ixzz4O6vjNowe>
16. Якимов А.В., Слободяник П.Т., Усов А.В. Теплофизика механической обработки. Учеб. Пособие. –К.; Одесса: Логбидь, 1991 – 240 с.
17. Яхно, А. С. Дослідження теплових деформацій на прикладі мікрофрезерного верстата MF-70 : магістерська дис. : 133 Галузеве машинобудування / Яхно Антон Сергійович. - Київ, 2019. - 106 с.
- <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/27746>
18. Шанайда В.В. Пакет MathCAD в інженерних розрахунках/ Шанайда В.В. – Тернопіль: Видавництво ТДТУ, 2001. – 163 с.
19. Складов Р., Шанайда В. Використання багатофункціонального пакету MathCad при прогнозуванні параметрів металорізальних верстатів. Збірник тез доповідей XVI наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 2012, С. 69.
20. Складов Р. А. Розробка критеріальних оцінок для аналізу компоновок верстатів з паралельною кінематикою / Р. А. Складов, В. В. Шанайда // Матеріали XIX наукової конференції ТНТУ ім. Ів. Пулюя, 18-19 травня 2016 року - Т. : ТНТУ, 2016 - С. 74. - Режим доступу: <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17396>
21. Складов Р. А. Динамічна модель приводу автоматичної заміни інструментів багатоцільових верстатів / Р.А. Складов, В.В. Шанайда // Матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції „Обладнання і технології сучасного машинобудування“, 11-12 травня 2017 року. — Т. :

ТНТУ, 2017. — С. 155–156. - Режим доступу:
<http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/22711>

22. Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів. *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї : наука : виробництво: тези допов. : Краматорськ: ДДМА, 2018. С. 78-80*
23. Крижанівський В. А., Кузнєцов Ю. М., Валявський І. А., Склярів Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Під ред. Ю. М. Кузнєцова. – Кіровоград, 2004. – 449
24. Ковбашин В.І. Вивчення курсу "Інженерна графіка та САД системи" в режимі веб-конференції в системі ATutor / В.І. Ковбашин, О.П. Захарчук, А.І. Пік // Сучасні проблеми моделювання: зб. наук. праць МДПУ ім. Б. Хмельницького, Мелітополь: Видавництво МДПУ ім. Б. Хмельницького, 2021. - Вип. 21, С. 164-170. ISSN 2313-125X.\
25. Кобельник В.Р. Використання методу ітерацій для дослідження точності подач металорізальних верстатів / Кобельник В.Р., Крупа В.В., Тимошенко Н.М. Каровська О.М. / *Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 31 жовтня - 02 листопада 2018 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. - Краматорськ: ДДМА, 2018. - С. 78-79*
26. Бочар І.Й. Навчання студентів проведенню розрахунків під час виготовлення деталей і виробів / І.Й. Бочар, В.І. Ковбашин // *Актуальні проблеми та перспективи технологічної і професійної освіти: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції, 23-24 вересня 2016 року. – Т. :ТНПУ, 2016. – С.10-12.*
27. Нарисна геометрія: навчальний посібник для загальноосвітніх технічних закладів нового типу а також студентів усіх спеціальностей усіх форм

навчання/ Укладачі: Ковбашин В.І., Пік А.І. – Тернопіль : Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2020. – 204 с.

- 28.Б.М. Гевко. Технологія обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник / Гевко Б.М., Матвійчук А.В., Артюхов А.М., Пік А.І., Гагалюк А.В., Лотоцький Р.І. - Тернопіль: Крок, 2014. - 132с.(Лист МОНУ №1/11-1134 від 29.01.2014р.) - ISBN 978-617-692-168-4.
- 29.Технологія обробки на верстатах з ЧПК / Б. М. Гевко, А. В. Матвійчук, А. М.Артюхов, А. І. Пік, А. В. Гагалюк, Р. І. Лотоцький. Тернопіль : Крок, 2014. 131 с.
- 30.Кобельник В.Р, Кривий П.Д. Методика дослідження кінематичної точності механізму подач вертикально-свердлильних верстатів на прикладі верстата моделі 2Н118. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні : зб. наук. праць. : Житомир : ЖДТУ, 2010. Вип. 8. С. 99–108.*

Додатки