

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра механічної інженерії та технології машинобудування

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

СОФИНА ВІТАЛІЙ ЮРІЙОВИЧ

УДК 621.9

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОЗДОВЖНЬО-СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА
МОД. 7A256

133 «Галузеве машинобудування»
Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Софина В.Ю.

Керівник роботи
Забродський П.М.
кандидат технічних наук, доцент

Житомир - 2025

АНОТАЦІЯ

Софіна Віталій Юрійович. Модернізація поздовжньо-стругального верстата мод. 7A256. - *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 133 «Галузеве машинобудування». – Поліський національний університет, Житомир, 2025 р.

У ході виконання роботи було здійснено аналіз, моделювання та розрахунки, спрямовані на вдосконалення поздовжньо-стругального верстата моделі 7A256 для розширення його технологічних можливостей, зокрема шляхом оснащення фрезерною бабкою.

В першому розділі виконано огляд конструкції та принципу роботи поздовжньо-стругального верстата 7A256. Розглянуто його основні технічні характеристики, сфери застосування та можливі напрямки модернізації. Запропоновані рекомендації щодо підвищення функціональності верстата, що включають зміну конфігурації робочих вузлів для можливості фрезерування корпусів фільтруючих плит.

В другому розділі було проведено детальні конструкторські розрахунки, що охоплюють:

- розрахунок фрезерної бабки,
- розрахунок приводів подач,
- моделювання та аналіз шпинделя і триопорного вала у програмному середовищі SolidWorks.

Ці дослідження дозволили визначити оптимальні параметри конструкції для забезпечення ефективної роботи верстата після модернізації.

В третьому розділі викладено методику випробувань верстата на геометричну та кінематичну точність, що є важливими параметрами для забезпечення якості обробки. Запропоновані методи контролю дозволяють оцінити відповідність обладнання встановленим стандартам.

Ключові слова: верстат поздовжньо-стругальний, модернізація, фрезерувальна бабка, привід столу, привід подач, надійність.

ANNOTATION

Sofyna Vitaliy Yuriyovych. Modernization of the longitudinal planing machine model 7A256. - *Qualification work in the form of a manuscript.*

Qualification work for the first bachelor's degree in specialty 133 "Industrial mechanical engineering". - Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

During the work, analysis, modeling and calculations were carried out aimed at improving the longitudinal planing machine model 7A256 to expand its technological capabilities, in particular by equipping it with a milling head.

The first section reviews the design and principle of operation of the longitudinal planing machine 7A256. Its main technical characteristics, areas of application and possible directions of modernization are considered. Recommendations are proposed to increase the functionality of the machine, including changing the configuration of the working units to enable milling of filter plate housings.

In the second section, detailed design calculations were carried out, covering:

- calculation of the milling head,
- calculation of feed drives,
- modeling and analysis of the spindle and three-bearing shaft in the SolidWorks software environment.

These studies allowed us to determine the optimal design parameters to ensure the effective operation of the machine after modernization.

The third section presents the methodology for testing the machine for geometric and kinematic accuracy, which are important parameters for ensuring the quality of processing. The proposed control methods allow us to assess the compliance of the equipment with established standards.

Keywords: longitudinal-planing machine, modernization, milling head, table drive, feed drive, reliability.

ЗМІСТ

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНОТЕХНІЧНИЙ	8
1.1. Огляд поздовжньо-стругального верстата мод. 7A256.....	12
1.2. Рекомендації щодо підвищення функціональності поздовжньо-стругального верстат мод. 7A256.....	7
РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ	10
2.1. Розрахунок фрезерної бабки.....	10
2.2. Розрахунок приводів подач.....	23
2.3. Моделювання і розрахунок шпинделя за допомогою SolidWorks.....	30
2.4. Моделювання і розрахунок триопорного вала за допомогою SolidWorks.....	35
РОЗДІЛ 3. СПЕЦІАЛЬНИЙ	39
3.1. Методика випробувань поздовжньо-стругального верстата на геометричну і кінематичну точність.....	39
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	48
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	49

					Модернізація поздовжньо-стругального верстата мод. 7A256		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Софина В.Ю.					
Перевір.		Забродський П.М.			Літ. Арк. Акрушів ПНУ, група ГМ-21+23ск		
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.		Медведський О.В.					

ВСТУП

У сучасному промисловому та сільськогосподарському виробництві широко використовуються різноманітні технологічні процеси, для реалізації яких створено тисячі різних машин і механізмів. Завдяки цим робочим машинам здійснюється видобуток корисних копалин, обробка матеріалів та виробів, транспортування людей [3-5], предметів праці, рідин, газів, а також реалізуються інші важливі процеси, необхідні для забезпечення життєдіяльності.

Стругальні верстати призначені для обробки площин та фасонних лінійчатих поверхонь за допомогою різців. Вони поділяються на поперечно-стругальні, поздовжньо-стругальні та довбальні. Поперечно-стругальні верстати застосовуються для виготовлення дрібних і середніх деталей, тоді як поздовжньо-стругальні – для обробки великих деталей або одночасного стругання кількох середніх за розміром виробів.

Поздовжньо-стругальні верстати використовуються переважно для обробки горизонтальних і вертикальних площин у великих за довжиною деталях. На таких верстатах можна виконувати прорізання поздовжньо-прямокутних канавок різного профілю, створення Т-подібних пазів та інші технологічні операції.

Головним робочим рухом є переміщення столу, що забезпечує процес різання металу, а також подача інструмента для зняття нового шару матеріалу. Основні параметри, що визначають технологічні можливості поздовжньо-стругальних верстатів, включають довжину стругання, хід столу (1,5 – 12 м), ширину обробки (0,7 – 4 м) та найбільше тягове зусилля (30 – 150 кН).

Процес обробки виробу на поздовжньо-стругальному верстаті складається з циклів, що повторюються. Кожен цикл включає робочий хід (прямий) і зворотний хід, під час якого стіл повертається у вихідне положення, а також здійснюється подача різця. Оскільки під час стругання різець зазнає ударних навантажень, швидкість стругання обмежується в

						Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

межах 75 – 120 м/хв. Вхідна швидкість різця в метал зменшується до 40% або нижче від швидкості різання, що залежить від матеріалу обробки та запобігає його руйнуванню.

Обмеження продуктивності зумовлюють необхідність зменшення непродуктивного часу руху. Для цього зворотний хід виконується на підвищеній швидкості, а пуско-гальмівні режими при реверсі зводяться до мінімальної тривалості. Привід верстата повинен забезпечувати регулювання швидкості, оскільки для різних матеріалів застосовуються різні оптимальні режими стругання. Крім того, рух столу характеризується зміною швидкості на різних етапах робочого циклу, частим реверсуванням та значними пуско-гальмівними навантаженнями.

До електроприводу висуваються наступні вимоги:

- контрольоване переміщення деталі до різця із зниженою швидкістю;
- плавне врізання та розгін до робочої швидкості прямого ходу;
- різання на постійній швидкості з мінімальним відхиленням (до 10%);
- уповільнення перед завершенням різання для точного виходу різця;
- прискорене повернення столу в зворотному напрямку;
- використання рекуперації енергії в гальмівних режимах;
- забезпечення максимально можливих прискорень у перехідних режимах;
- обмеження моменту електроприводу при механічних перевантаженнях.

Метою роботи є розширення технологічних можливостей поздовжньо-стругальних верстатів для підвищення їх ефективності на прикладі моделі 7A256.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел. Основний обсяг роботи викладений на 50 сторінках, включаючи 12 рисунків та 6 таблиць. Список використаних джерел нараховує 12 найменувань.

						Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНОТЕХНІЧНИЙ

1.1. Огляд поздовжньо-стругального верстата мод. 7A256

Поздовжньо-стругальний верстат моделі 7A256 (рис.1.1) є високопродуктивним обладнанням, призначеним для обробки великих за розмірами деталей. Його основне призначення – стругання плоских поверхонь, виконання пазів, канавок і інших типів обробки заготовок з металу та інших матеріалів.



Рис.1.1. Поздовжньо-стругальний верстат моделі 7A256

Поздовжньо-стругальний верстат 7A256 складається з кількох основних вузлів:

- Станина – масивна основа верстата, що забезпечує жорсткість конструкції.

						Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Робочий стіл – рухається вздовж напрямних, забезпечуючи процес різання.
- Різцевий супорт – закріплює ріжучий інструмент та здійснює подачу.
- Привідний механізм – забезпечує поступальний рух столу та реверс.
- Система управління швидкістю та подачею – дозволяє налаштовувати режими обробки залежно від типу матеріалу.

В таблиці 1.1 представлено основні характеристики верстата мод. 7A256.

Таблиця 1.1. Основні характеристики верстата 7A256

Характеристика	Значення
Довжина стругання, мм	1500 – 6000
Хід столу, м	1,5 – 12
Ширина обробки, мм	700 – 4000
Максимальне тягове зусилля, кН	30 – 150
Швидкість стругання, м/хв.	75 – 120
Точність обробки	Висока
Частота реверсування	Висока

Робочий цикл верстата 7A256 складається з наступних етапів:

1. Підхід деталі до різця зі зниженою швидкістю.
2. Врізання різця в матеріал.
3. Основний процес різання на робочій швидкості.
4. Уповільнення перед завершенням ходу для точного виходу різця.
5. Зворотний хід столу на підвищеній швидкості.
6. Реверс і повернення столу у вихідне положення для нового циклу.

Для забезпечення ефективної роботи верстата 7A256 необхідний регульований електропривід, що відповідає таким вимогам:

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Плавний пуск та зупинка для зменшення навантажень.
- Можливість регулювання швидкості руху столу залежно від матеріалу.
- Використання рекуперації енергії під час гальмування.
- Мінімальні втрати часу на зворотний хід.
- Висока стабільність швидкості в робочому циклі (відхилення не більше 10%).

Переваги верстата 7A256:

- висока точність обробки;
- можливість роботи з великими деталями;
- висока продуктивність завдяки швидкому реверсу;
- регульована швидкість подачі та різання.

Недоліки верстата 7A256:

- великі габарити та значна маса;
- потреба у потужному електроприводі;
- високі вимоги до обслуговування.

Поздовжньо-стругальний верстат моделі 7A256 є ефективним обладнанням для виконання стругання великих заготовок. Його конструкція дозволяє здійснювати точну механічну обробку деталей, а можливість регулювання швидкостей та реверсу робить його зручним для роботи з різними матеріалами. Удосконалення електроприводу та оптимізація режимів роботи можуть значно підвищити продуктивність верстата, що є основним напрямком його модернізації.

1.2. Рекомендації щодо підвищення функціональності поздовжньо-стругального верстат мод. 7A256

Модернізація поздовжньо-стругального верстата мод. 7A256 передбачає розширення його функціональності, що дає змогу виконувати фрезерування

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

корпусів фільтруючих плит для камерних фільтр-пресів баштового типу КМП-196 (рис.1.2).



Рис.1.2. Баштовий фільт-прес КМП-196

Автоматизовані баштові камерні фільтр-преси використовуються для фільтрування (відокремлення твердих частинок від рідини) суспензій у таких галузях:

- Вугільна та гірничорудна промисловість
- Металургія
- Машинобудування
- Енергетика
- Комунальне господарство (очищення стічних вод)

Конструкція цих машин забезпечує виконання таких процесів, як промивання, віджим та просушування осаду.

Фільтр-прес складається з горизонтально розташованих фільтруючих плит, які підвішені з невеликим зазором між упорною та нажимною плитами (рис. 1.2).

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Впровадження фрезерування корпусів фільтруючих плит на модернізованому верстаті 7A256 дозволить підвищити продуктивність виготовлення деталей для фільтр-пресів та покращити якість обробки.

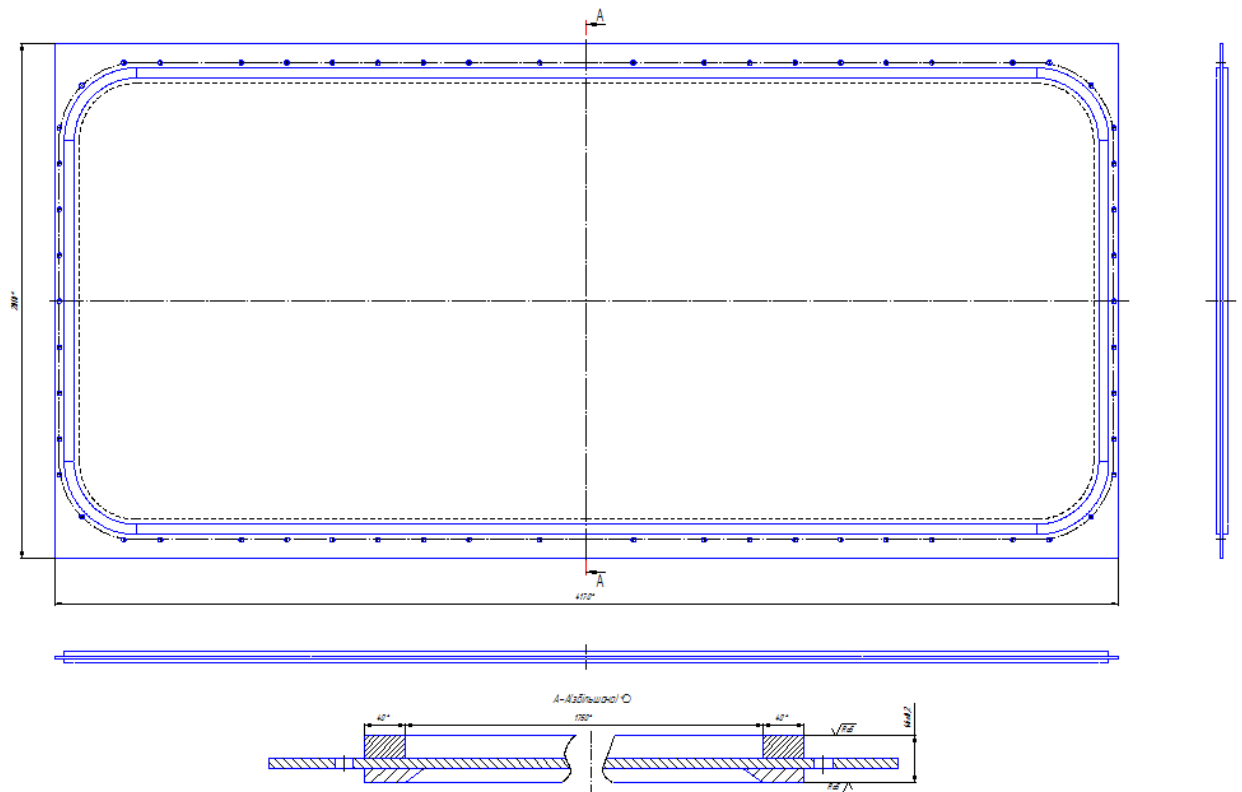


Рис. 1.3. Ескіз обробки корпусу плити

Отже, найефективнішим способом вдосконалення процесу обробки корпусів плит на виробництві є дооснащення наявного в цеху поздовжньо-стругального верстата моделі 7А256, який використовується для виготовлення фільтруючих плит, фрезерною бабкою замість одного з вертикальних стругальних супортів.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКИЙ

2.1. Розрахунок фрезерної бабки

Кінематичний розрахунок приводу

Розрахунками технологічної частини визначені значення кількості обертів шпинделю фрезерної бабки: $n_{\min} = 200 \text{ хв}^{-1}$; $n_{\max} = 250 \text{ хв}^{-1}$

Знаменник стандартного ряду частот обертання шпинделю обраний $\phi = 1, 26$, що властивий фрезерним верстатам. Отже, фрезерна бабка буде двох швидкісною, найменша кількість обертів шпинделю відповідає напівчистовому переходу, найбільша – чистовому. Переключатися ступені будуть вручну.

Вал двигуна в бабці з'єднаний з першим валом за допомогою упругої втулково-пальнової муфти. На першому валу знаходиться подвійний пересувний блок зубчастих колес. На другому валу розміщуються зубчасті колеса, що працюють в парі з шестернями блоку, а також шестерня, що передає обертовий момент безпосередньо на шпиндель бабки.

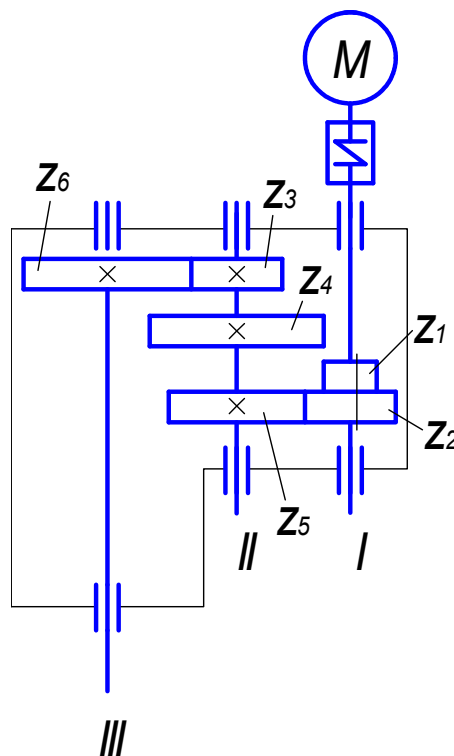


Рис.2.1. Схема приводу фрезерної бабки

					Арк.
					10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Схема приводу , що необхідна для побудови графіку частот обертання наведена на рис. 2.1.

Побудову графіка проводимо за відомими методиками.

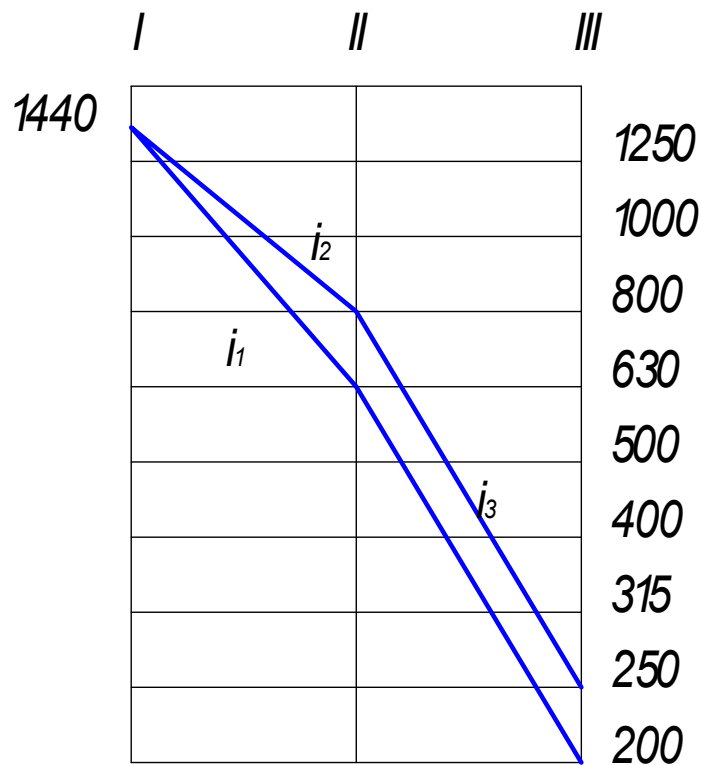


Рис.2.2. Графік частот обертання

Розраховуємо передаточне число для кожної передачі за формулою:

$$i = \frac{1}{\varphi^n}, \quad (2.1)$$

де $\varphi = 1,26$ - знаменник стандартного ряду частот обертання шпинделю
 n – кількість інтервалів , що перекриває промінь відповідної передачі.

$$i_3 = \frac{1}{1,26^5} = 0,31$$

Приймаємо $z_3 = 20$, тоді кількість зубців парного колеса:

$$z_6 = \frac{z_3}{i}, \quad (2.2)$$

$$z_6 = \frac{20}{0,31} = 64,5$$

Сума зубців пари:

$$\Sigma z = z_3 + z_6, \quad (2.3)$$

$$\Sigma z = 20 + 64,5 = 84,5$$

Приймаємо зі стандартного ряду: $\Sigma z = 84$

$$\text{Тоді: } z_6 = \Sigma z - z_3 = 84 - 20 = 64.$$

В зв'язку з тим, що номінальна частота обертання двигуна не співпадає з стандартним рядом передаточне число для передач i_1 та i_2 розраховуємо за формулою:

$$i = \frac{n_i}{n_{\text{двиг.}}}, \quad (2.4)$$

$$i_2 = \frac{800}{1440} = 0,55$$

$$i_1 = \frac{630}{1440} = 0,437$$

Для i_1 приймаємо $z_1 = 19$, тоді:

$$z_4 = \frac{z_1}{i_1} = \frac{19}{0,437} = 43,4$$

$$\Sigma z = 19 + 43,4 = 62,4$$

Приймаємо зі стандартного ряду: $\Sigma z = 62$, тоді $z_4 = 43$

Для i_2 необхідно рішити систему рівнянь:

$$z_2 + z_5 = 62$$

$$\frac{z_2}{z_5} = 0,55$$

При вирішенні системи рівнянь отримаємо: $z_2 = 22$; $z_5 = 40$. Приймаємо $z_2 = 22$; $z_5 = 40$.

						Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення потужності електродвигуна

Потрібну потужність розраховуємо за формулою:

$$N = \frac{N_p}{\eta}, \quad (2.5)$$

де $N_p = 3,25$ кВт - потужність, що витрачається на різання. (з розрахунків технологічної частини).

η - загальний коефіцієнт корисної дії приводу.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2.6)$$

де η_1 – ККД, що враховує втрати у підшипниках. Враховуючи три пари підшипників: $\eta_1 = 0,99^3 = 0,97$ табл. 2.1 стор.24 [2].

η_2 – ККД, що враховує втрати у зубчастих передачах. Враховуючи 2 ступені зубчастого зачеплення. $\eta_2 = 0,96^2 = 0,92$ табл.2.1 стор.24 [2].

η_3 – ККД, що враховує втрати у муфті.

$$\eta_3 = 0,98 \text{ табл.2.1 стор.24 [2].}$$

$$\eta = 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,87$$

$$N = \frac{3,25}{0,87} = 3,73 \text{ кВт.}$$

Приймаємо для приводу фрезерної бабки трьохфазний асинхронний короткозамкнений двигун серії АІР фланцевого виконання. Ці двигуни найбільш універсальні. Закрите виконання дозволяє застосовувати ці двигуни для роботи в забрудненому, запиленому середовищі. Вони працюють при будь-якому напрямленні обертання, забезпечуючи, в разі потреби реверс агрегату.

Виходячи з розрахованої потрібної потужності встановлюємо номінальну потужність двигуна зі стандартного ряду. Приймаємо двигун з номінальною потужністю $N = 4$ кВт.

При обранні кількості обертів двигуна враховуємо, що двигуни з великою кількістю обертів ($n = 3000 \text{ хв.}^{-1}$) мають низький робочий ресурс, а двигуни з низькими значеннями кількості обертів ($n = 750 \text{ хв.}^{-1}$) металоємні. Отже приймаємо двигун з синхронною частотою обертання $n = 1500 \text{ хв.}^{-1}$.

						Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок передач

Визначення потужностей та обертальних моментів на валах

Потужності на валах:

$$N_1 = N_{\text{дв}} \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 4 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 3,88 \text{ кВт.}$$

$$N_2 = N_{\text{дв}} \cdot \eta_1^2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4 \cdot 0,99^2 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = 3,68 \text{ кВт.}$$

$$N_3 = N_{\text{дв}} \cdot \eta_1^3 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 = 4 \cdot 0,99^3 \cdot 0,96^2 \cdot 0,98 = 3,48 \text{ кВт.}$$

Обертальні моменти на валах:

$$M_1 = 9,55 \cdot N_{\text{дв}} / n \cdot \eta_1 \cdot \eta_3 = 9,55 \cdot 4000 / 1440 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 25,7 \text{ Н·м}$$

$$M_2' = M_1 \cdot z_5 / z_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 25,7 \cdot 40 / 22 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 44,4 \text{ Н·м}$$

$$M_2'' = M_1 \cdot z_4 / z_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 25,7 \cdot 43 / 19 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 55,27 \text{ Н·м}$$

$$M_3' = M_2' \cdot z_6 / z_3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 44,4 \cdot 64 / 20 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 135 \text{ Н·м}$$

$$M_3'' = M_2'' \cdot z_6 / z_3 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 = 55,27 \cdot 64 / 20 \cdot 0,99 \cdot 0,96 = 168 \text{ Н·м}$$

Результати розрахунку зводимо до таблиці 2.1

Таблиця 2.1

Потужності та обертальні моменти на валах

Номер валу	Частота обертання, хв. ⁻¹	Потужність, що передається, кВт	Обертальні моменти, що передаються, Н·м
I	1440	3,88	25,7
II	630	3,68	55,27
	800		44,4
III	200	3,48	168
	250		135

Проектний розрахунок параметрів зубчатих передач

Для найбільш навантажених пар зубчастих передач визначаємо головний параметр зубчастої передачі – міжвісьову відстань. Такими парами є z_1 / z_4 та z_3 / z_6

						Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Головний параметр зубчастої передачі – міжвісєву відстань розраховуємо за формулою:

$$a_{\omega} > K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H}} \cdot K_{H\beta}, \quad (2.7)$$

де K_a – допоміжний коефіцієнт. Для прямозубих передач $K_a = 49,5$ стор.48 [3];

u – передаточне число зубчастої передачі (з попередніх розрахунків);

M – обертовий момент на валу, де закріплено колесо.

ψ_a – коефіцієнт ширини вінця колеса. За ДСТУ 2185:2006 приймаємо $\psi_a = 0,125$.

$[\sigma]_H$ – припустиме контактне напруження колеса.

$$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot [\sigma]_{Ho}, \quad (2.8)$$

де K_{HL} – коефіцієнт строка служби колеса:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{Ho}}{N}}, \quad (2.9)$$

де N_{Ho} – кількість циклів зміни напружень, що відповідають границі витривалості. Для твердості HB=200: $N_{Ho} = 10 \cdot 10^6$ циклів табл. 3.3 стор.51 [3];

N – кількість циклів зміни напружень за весь час служби передачі.

$$N = 573 \cdot \omega \cdot L_h, \quad (2.10)$$

де L_h – строк служби передачі, г.

$$L_h = 365 \cdot L_r \cdot t \cdot L_c \cdot k, \quad (2.11)$$

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де L_r – строк служби приводу. $L_r = 10$ р.

t – довжина зміни $t = 8$ г.

L_c – кількість змін, $L_c = 1$

$k = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує повноту використання робочого часу (ремонт, технічне обслуговування).

$$L_h = 365 \cdot 10 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 0,8 = 23\,360 \text{ г.}$$

$$N = 573 \cdot 0,12 \cdot 23\,360 = 1\,606\,233 \text{ циклів}$$

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10000000}{1606233}} = 1,36$$

$[\sigma]_{\text{но}}$ - припустиме контактне напруження $[\sigma]_{\text{но}} = 427 \text{ Н/мм}^2$

табл. 3.1 стор.49 [3];

$$[\sigma]_H = 1,36 \cdot 427 = 580,7 \text{ Н/мм}^2$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба. Для припрацьованих зубців $K_{H\beta} = 1,0$ стор.59 [3] .

Отже, для передачі z_1 / z_4 :

$$a_w \geq 49,5 \cdot (2,26 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{55,27 \cdot 10^3}{0,125 \cdot 2,26^2 \cdot 580,7^2} \cdot 1} = 101 \text{ мм.}$$

для передачі z_3 / z_6 :

$$a_w \geq 49,5 \cdot (3,2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{168 \cdot 10^3}{0,125 \cdot 2,55^2 \cdot 580,7^2} \cdot 1} = 153 \text{ мм.}$$

Розрахунковий модуль:

$$m = \frac{2 a_w}{\sum z}, \quad (2.12)$$

						Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для передач z_1 / z_4 :

$$m = \frac{2 \cdot 101}{62} = 3,25$$

Приймаємо за стандартним рядом ДСТУ 9563:2002 $m = 3$

Уточнена міжвісєва відстань з формули 2.12:

$$a_{\omega} = \frac{m \cdot \sum z}{2}, \quad (2.13)$$
$$a_{\omega} = \frac{3 \cdot 62}{2} = 93 \text{ мм.}$$

Для передач z_3 / z_6

$$m = \frac{2 \cdot 153}{84} = 3,6$$

Приймаємо за стандартним рядом $m = 3,5$

$$a_{\omega} = \frac{3,5 \cdot 84}{2} = 147 \text{ мм.}$$

Визначаємо ширину вінців зубчастих коліс:

$$b_{z1} = b_{z4} = \psi_a \cdot a_{\omega} \quad (2.14)$$
$$b_{z1} = b_{z4} = 0,125 \cdot 93 = 11,6 \text{ мм.}$$
$$b_{z3} = b_{z6} = 0,125 \cdot 147 = 18,3 \text{ мм.}$$

b_{z2} та b_{z5} визначаємо за умов рівномірності за рівнянням 2.7:

$$b_{z2} = b_{z5} = 14,2 \text{ мм.}$$

Для полегшення переключення зубчасті вінці коліс z_1/z_4 та z_2/z_5 виконуємо з бочкоподібною формою робочих торців зубців. В результаті робоча довжина зуба зменшується на величину:

$$l = h \cdot \operatorname{tg} 15^\circ, \quad (2.15)$$

де h – висота зуба, мм.

$$h = 2,25 \cdot m$$
$$h = 2,25 \cdot 3 = 6,75 \text{ мм.}$$
$$l = 6,75 \cdot 0,268 = 1,8 \text{ мм.}$$

Отже викінчувальна ширина вінців зубчастих коліс буде дорівнювати:

$$b_{z1} = b_{z4} = 11,6 + 1,8 = 13,4 \text{ мм.}$$

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо $v_{z1} = v_{z4} = 14$ мм.

$$v_{z2} = v_{z5} = 9,6 + 1,8 = 11,4 \text{ мм.}$$

Приймаємо $v_{z1} = v_{z4} = 12$ мм.

Визначаємо ступені точності коліс, в залежності від колової швидкості, яку визначаємо для коліс що мають найбільшу швидкість:

$$V = \frac{\pi \cdot z \cdot m \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (2.16)$$

Для коліс z_2/z_5

$$V = \frac{3,14 \cdot 22 \cdot 1440 \cdot 3}{60 \cdot 1000} = 4,9 \text{ м/с}$$

Для коліс z_1, z_2, z_4, z_5 приймаємо 8 ступень точності стор. 572 дод. 17 [3].

Для коліс z_3/z_6

$$V = \frac{3,14 \cdot 20 \cdot 800 \cdot 3,5}{60 \cdot 1000} = 2,9 \text{ м/с}$$

Для коліс z_3, z_6 приймаємо 8 ступень точності [3].

Результати розрахунку зубчастих передач зводимо до таблиці 2.2

Таблиця 2.2. Таблиця основних параметрів коліс

Число зубців коліс	Модуль m, мм	Діаметри, мм.			Ширина зубчастих вінців, мм
		d (m · z)	da (d+2 m)	d f (d-2,5 m)	
$z_1 = 19$	3	57	63	49,5	14
$z_2 = 22$	3	66	72	58,5	12
$z_3 = 20$	3,5	70	77	61,25	20
$z_4 = 43$	3	129	135	121,5	14
$z_5 = 40$	3	120	126	112,5	12
$z_6 = 64$	3,5	224	231	215,25	20

Кінематична схема фрезерувальної бабки наведена на рис.2.3.

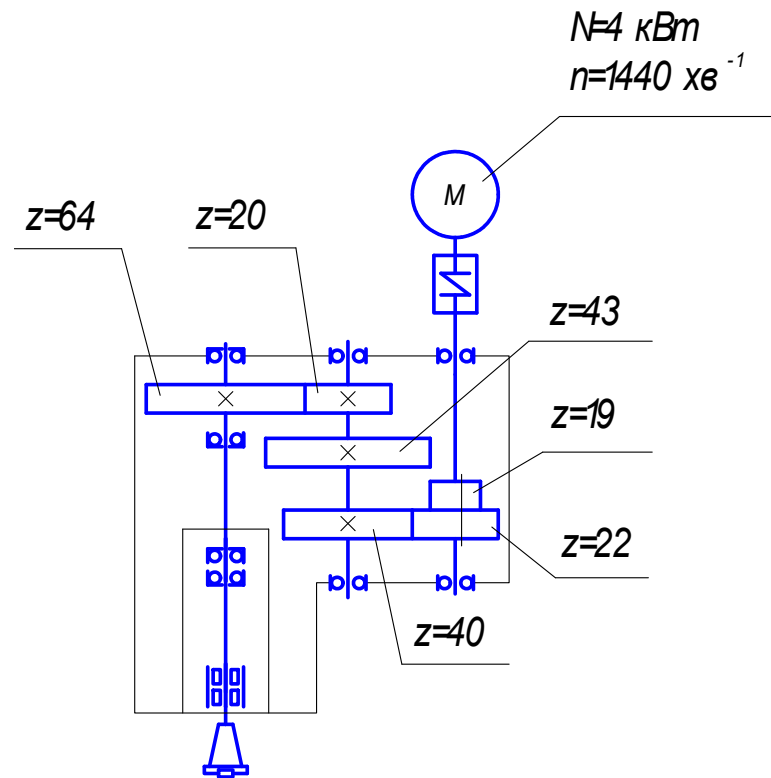


Рис. 2.3. Кінематична схема фрезерувальної бабки

Розрахунок шпиндельного вузла

Вибір конструкції переднього кінця шпинделю

Конструкцію переднього кінця шпинделю обираємо в залежності від допоміжного інструменту, на якому закріплена фреза та виду проектуемого обладнання.

Визначаємо діаметр посадкового отвору торцевої фрези: $d = 22$ мм. стор. 5 табл.1 [5]. В якості допоміжного інструменту приймаємо оправку для насадних торцевих фрез за ДСТУ 2658:2008 з зовнішнім посадковим конусом 50 з конусністю 7:24.

Згідно ДСТУ 2528:2015 обираємо конструкцію та геометричні параметри переднього кінця шпинделя:

- позначення кінця шпинделю – 50;
- виконання кінця шпинделю - №5;
- зовнішній діаметр шпинделю $D_1 = 128,57$ мм;
- діаметр отвору в шпинделі $d_1 = 27$ мм.

					Арк.
					19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Вибір компоновки шпиндельного вузла

Відповідно до рекомендацій [6] обираємо компоновку шпиндельного вузла: приймаємо типову для фрезерних шпиндельних голівок двохопорну схему з двохрядним роликовим підшипником типу 3182100K в передній опорі та упорно-радіальним кульковим підшипником типу 46100У в задній.

Опис конструкції розробленої фрезерної бабки

Фрезерна бабка виконує функцію приводу головного руху різального інструмента й реалізована як автономний модуль з окремим електродвигуном. Перед її встановленням на стругальний верстат необхідно зняти один із наявних стругальних супортів. Монтаж бабки здійснюється безпосередньо на сани верстата, де вона центрується по отвору діаметром Ø110 Н7. Сани, на яких кріпиться бабка, переміщуються вздовж напрямних поперечини. Закріплення здійснюється за допомогою т-образних болтів.

У конструкцію фрезерної бабки входять такі основні вузли: шпиндельний блок, система обертання шпинделя, механізм фіксації пінолі, пристрій для осьового переміщення пінолі, а також змащувальна система.

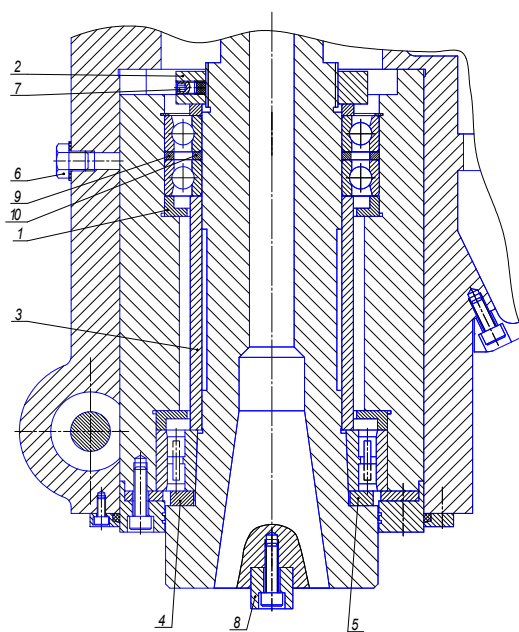


Рис.2.4. Шпиндельний вузол фрезерної бабки

					Арк.
					20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Шпиндельний вузол (див. рис. 2.4) виконує функцію прямої передачі крутного моменту на ріжучий інструмент, а також слугує елементом кріплення оправки з інструментом. Фіксація оправки реалізується шпилькою з гайками, що вставляється в центральний отвір шпинделя. В передній частині шпиндель опирається на дворядний роликовий підшипник, який має посадочний конус на внутрішньому кільці.

Аксіальні навантаження сприймаються упорно-радіальними кульковими підшипниками, які змонтовані в задній опорі шпинделя. Для забезпечення точного розташування інструменту під час чорнової та чистової обробки шпиндель змонтовано в пінолі, яка має можливість висування з корпусу бабки.

Попереднє осьове зусилля в підшипниках регулюється шляхом шліфування кілець 9 і 10 та затягування гайки 2. При її обертанні, через втулку 3, внутрішнє кільце роликового підшипника насаджується на конічну частину шпинделя. Остаточне налаштування люфту роликового підшипника здійснюється шліфуванням роздільних напівкілець 4 і 5.

Для коригування натягу та змащування підшипників необхідно викрутити пробку 6, висунути піноль і через отвір у корпусі бабки відпустити гвинт 7. Утримуючи гайку 2 за допомогою спеціальної оправки, що вставляється в гвинт 7, шпиндель обертається за елементи типу сухар 8.

Привід шпинделя включає асинхронний електродвигун фланцевого типу, з'єднаний із двоступеневою коробкою передач. Двигун закріплений на окремій стійці та з'єднується з першим валом через гнучку втулково-пальцеву муфту. Передача обертання до шпинделя здійснюється через втулку, яка встановлена на окремих підшипниках, що забезпечує зменшення радіальних навантажень.

Механізм фіксації пінолі (рис. 2.5) складається з двох колодок 1 і 2 та гвинта 3 з плаваючим положенням. Під час затискання гвинт обертається проти годинникової стрілки, одночасно переміщуючи обидві колодки (обидві мають праву різьбу). Оскільки крок різьби на одній із колодок менший, ніж на іншій, відстань між ними зменшується, забезпечуючи надійне обтиснення пінолі. Гвинт автоматично центрується по різьбі під час затискання.

						Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

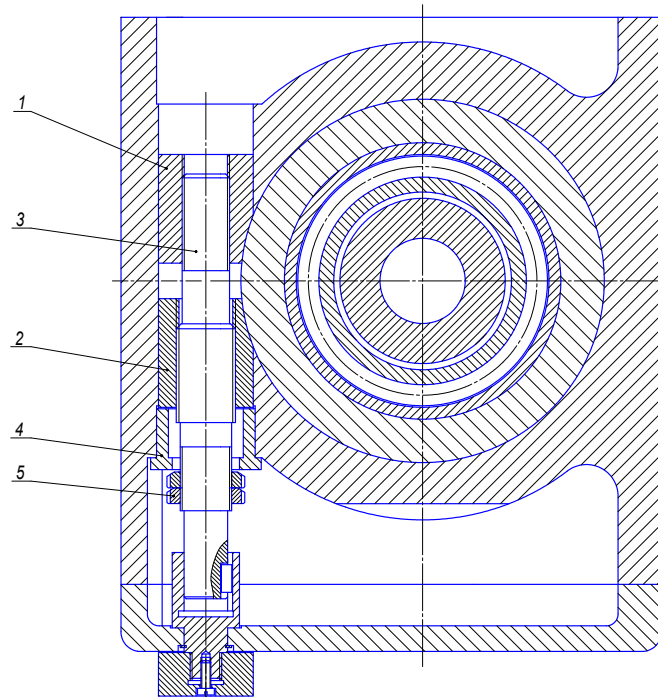


Рис 2.5. Механізм затиску пінолі

Під час розтискання пінолі гвинт обертається за годинниковою стрілкою. У цьому процесі спершу розклинюється колодка 2, яка починає переміщуватися відносно гвинта в напрямку від поперечини. Одночасно гвинт загвинчується в стаціонарну колодку 1. Між колодкою 2 та втулкою 4 передбачено технологічний зазор.

Коли колодка 2 досягає втулки, подальше обертання гвинта змушує його вгвинчуватися вже в саму колодку 2, зміщуючись при цьому в напрямку до поперечини. Завдяки різниці в кроках різьб колодки 1 починає переміщуватися, що спричиняє її розклинювання. Хід гвинта обмежується зазором, що існує між гайками 5 та втулкою 4.

Система мастила коробки передач складається з плунжерного насоса, встановленого на бічній частині корпусу головки. Привід насоса здійснюється за допомогою ексцентрикового механізму, закріпленого на першому валу коробки швидкостей.

Мастильна рідина надходить до насоса через фільтруючий елемент. Далі масло подається в розподільчу камеру, звідки розгалужується через мідні трубопроводи до форсунок-розбризкувачів, розміщених безпосередньо над шестернями.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

2.2. Розрахунок приводів подач

Розрахунок приводу поперечних подач фрезерної бабки

У поздовжньо-стругальному верстаті супорти, які монтуються на санях і поперечині, здійснюють переривчасту подачу під час подвійного ходу столу. Привід подачі розміщений на одному з торців поперечини. Живлення супортів здійснюється від асинхронного електродвигуна через коробку подач, яка забезпечує як робочу подачу, так і прискорений рух.

Під час активації прискореного ходу вмикається лише двигун, а коробка подач функціонує як звичайний редуктор без участі реле подачі. У режимі робочої подачі запуск двигуна та реле подачі відбувається за сигналом, який подає перемикач напрямку руху столу. Двигун обертає барабан, оснащений зубчастими дисками. Один із зубців, що знаходиться навпроти штока реле подачі, вдаряє по ньому, в результаті чого контакти реле розмикаються, припиняючи подачу живлення на електродвигун. Крок зубців на відповідному диску визначає величину подачі.

Загалом коробка подач має 21 варіант подач (поєднання семи дисків електроподачі з трьома механічними ступенями редуктора). У коробці передбачено 12 валів, що обертаються в бронзових підшипниках ковзання, зафіксованих у корпусі на цапфах.

Проведений аналіз показав, що існуюча система подач не дозволяє досягти необхідних параметрів при фрезеруванні. Водночас внесення змін у конструкцію подачі є недоцільним, оскільки це порушить можливість використання приводу за його первісним призначенням — для виконання стругальних операцій одним супортом.

З огляду на це, доцільним є встановлення окремого приводу для фрезерної обробки. Такий привід пропонується закріпити на протилежному торці поперечини і зв'язати з ходовим гвинтом, що забезпечує переміщення саней з фрезерною бабкою. Оскільки сили різання при фрезеруванні незначні, можливо застосувати асинхронний двигун з короткозамкненим ротором у поєднанні з частотним регулятором, що дозволяє плавно регулювати швидкість обертання без використання складної коробки подач.

						Арк.
						23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок оптимальної частоти обертання ходового гвинта виконується за формулою:

$$n_{\text{двиг.}} = \frac{S_{\text{хв.}}}{p}, \quad (2.17)$$

де $S_{\text{хв.}}$ - швидкість подачі, мм/хв.

Для чорнової обробки $S_{\text{хв.}} = 300$ мм/хв.

Для чистової обробки $S_{\text{хв.}} = 187,5$ мм/хв.

Для швидкого ходу $S_{\text{хв.}} = 1000$ мм/хв.

p – крок ходового гвинта поперечини верстата. $p = 3$ мм.

Для чорнової обробки:

$$n_{\text{гв.}} = \frac{300}{3} = 100 \text{ хв.}^{-1}$$

Для чистової обробки:

$$n_{\text{гв.}} = \frac{187,5}{3} = 62,5 \text{ хв.}^{-1}$$

Для швидкого ходу:

$$n_{\text{гв.}} = \frac{1000}{3} = 333 \text{ хв.}^{-1}$$

Тягову силу при чорнової фрезерної обробки визначаємо за формулою:

$$F = k \cdot P_h + f(P_z + mg), \quad (2.18)$$

де $k = 1,4$ – коефіцієнт, що враховує вплив перекидаючого моменту [7].

$P_h = 1\,509,6$ Н. – сила подачі (з розрахунків технологічного розділу).

$f = 0,2$ – приведений коефіцієнт тертя на направляючих [7].

$P_z = 5\,032$ Н. – головна складова сили різання (з розрахунків технологічного розділу).

$m = 520$ кг - маса пересуваємих частин. (фрезерної бабки).

$g = 9,8$ м/с² - прискорення вільного падіння.

$$F = 1,4 \cdot 1\,509,6 + 0,2(5\,032 + 520 \cdot 9,8) = 4\,139 \text{ Н.}$$

При розрахунку обертаючого моменту на валу двигуна виходимо з рівняння роботи що виконується за 1 оберт гвинта с. 313 [7]:

$$M = \frac{F \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot \eta}, \quad (2.19)$$

де $\eta = 0,8$ – ккд гвинтової пари та пари підшипників [7].

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M = \frac{4139 \cdot 3}{2 \cdot 3,14 \cdot 10^3 \cdot 0,8} = 2,47 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Потужність двигуна приводу подач визначаємо за формулою [7]:

$$N_{\text{двиг.}} = \frac{F \cdot S_{\text{хв}}}{60 \cdot 10^6}, \quad (2.20)$$

$$N_{\text{двиг.}} = \frac{4139 \cdot 300}{60 \cdot 10^6} = 0,025 \text{ кВт}.$$

За технічною характеристикою обираємо асинхронний двигун типу 4А71В8У3 потужністю 0,25 кВт, обертальним моментом 3,18 Н·м та синхронною частотою обертання 750 хв.⁻¹

При регулюванні частоти обертання асинхронного двигуна за допомогою частотного перетворювача, як і в регульованому двигуні постійного струму, визначаються дві зони (рис.2.6).

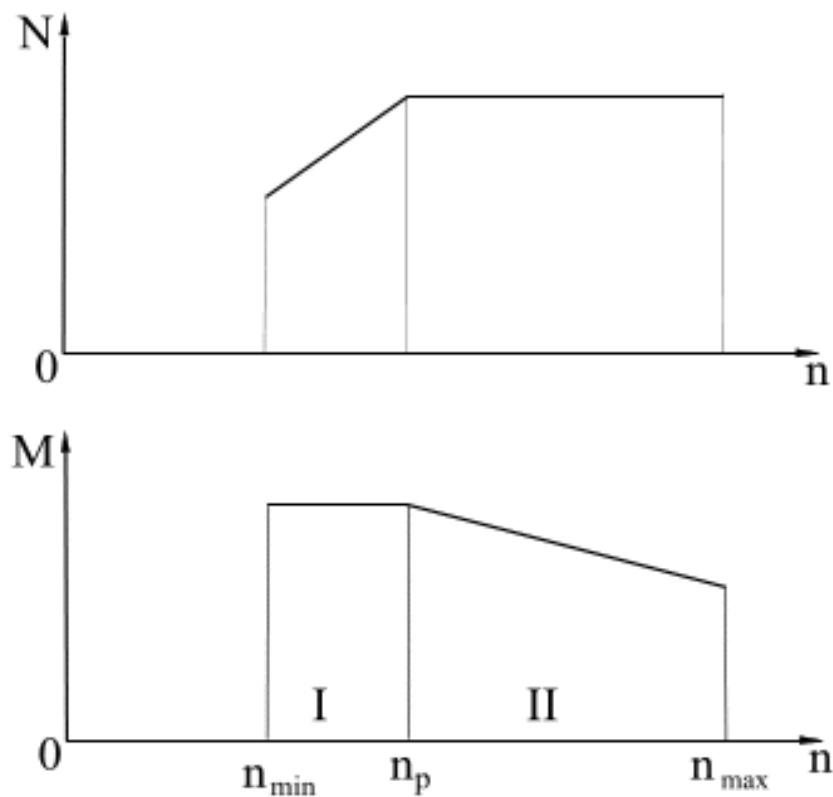


Рис. 2.6. Зони регулювання двигуна

В І зоні від $n_{\min}$ до $n_{\text{ном}}$ регулювання здійснюється з постійним моментом, В ІІ зоні від $n_{\text{ном}}$ до $n_{\max}$ - з постійною потужністю. В прийнятому приводі регулювання здійснюється в І зоні. При цьому при зменшенні кількості обертів потужність різко падає. Перевіряємо величину потужності двигуна при встановленні кількості обертів $n = 100 \text{ хв}^{-1}$ (при чорновій обробці):

$$N_{\text{дв.}} = \frac{M_{\text{дв.}} \cdot n}{9,55}, \quad (2.21)$$

$$N_{\text{дв.}} = \frac{3,18 \cdot 100}{9,55} = 33,2 \text{ Вт} = 0,033 \text{ кВт.}$$

Отже, потужність на валу двигуна достатня для різання при частотному регулюванні кількості його обертів.

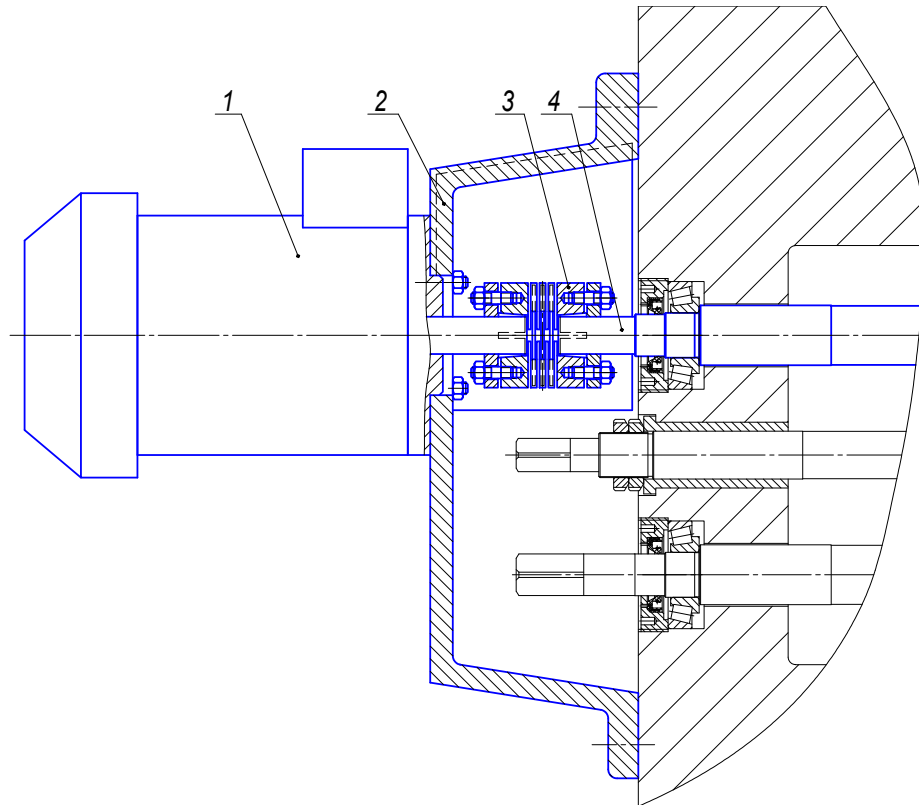


Рис. 2.7. Привід поперечних подач фрезерувальної бабки

Розроблений привід поперечних подач (рис. 2.7) складається з частотно регульованого асинхронного двигуна 1, кронштейну 2, призначеного для закріплення двигуна до торця поперечини, гнучкої муфти 3, що з'єднує вал двигуна та гвинт 4 подачі фрезерувальної бабки. Муфта 3 має взаємно

					Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	26

перпендикулярні радіальні пази , що утворюють перетинки та гнучкі мембрани. Вона передає обертальний момент розтискними гнучкими конічними втулками та дозволяє відносно зміщення валів , знижує амплітуду змінення обертаючого моменту при зміні режиму роботи , запобігає нагріванню ходового гвинта від двигуна [6].

Розрахунок приводу подач столу

Існуючий на верстаті 7A256 привід столу верстата здійснюється від двох реверсивних електродвигунів постійного струму загальною потужністю 110 кВт регульованих за системою «генератор-двигун» , через редуктор з шевронними шестернями на вал черв'яка , що знаходиться в заціплені з рейками столу. Перетворювальний агрегат здійснює повільне керування швидкістю ходу столу від 1 , 5 до 75 мм/хв.

Аналіз існуючого приводу столу , а також з огляду на те , що при модернізації верстата 7A256 необхідно забезпечити в подальшому його використання за прямим призначенням – стругання , для забезпечення оптимальних умов обробки необхідно передбачати окремий фрезерний привід.

Кількість обертів черв'яка та приєднаного до нього валу привода розраховуємо за формулою:

$$n_{\text{черв.}} = \frac{S_{\text{хв.}}}{\pi \cdot m \cdot k} , \quad (2.22)$$

де $S_{\text{хв.}}$ - швидкість подачі , мм/хв.

Для чорнової обробки $S_{\text{хв.}} = 300$ мм/хв.

Для чистової обробки $S_{\text{хв.}} = 187,5$ мм/хв.

Для швидкого ходу $S_{\text{хв.}} = 1000$ мм/хв.

m – модуль черв'яка приводу , $m = 16$ мм.

k – кількість заходів черв'яка , $k = 9$

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для чорнкової обробки:

$$n_{гв..} = \frac{300}{3,14 \cdot 16 \cdot 9} = 0,66 \text{ хв.}^{-1}$$

Для чистової обробки:

$$n_{гв..} = \frac{187,5}{3,14 \cdot 16 \cdot 9} = 0,41 \text{ хв.}^{-1}$$

Для швидкого ходу:

$$n_{гв..} = \frac{1000}{3,14 \cdot 16 \cdot 9} = 2,21 \text{ хв.}^{-1}$$

Тягову силу при чорнкової фрезерної обробки визначаємо за формулою:

де $P_z = 5032 \text{ Н.}$ – головна складова сили різання (з розрахунків технологічного розділу).

$m = 10700 \text{ кг.}$ - маса пересуваємих частин (стіл верстата , пристосування та деталь що обробляється).

$$F = 1,4 \cdot 1509,6 + 0,2(5032 + 10700 \cdot 9,8) = 24091,4 \text{ Н.}$$

Обертаючий момент на черв'яку та валу привода розраховуємо за формулою:

$$M = \frac{F \cdot \pi \cdot m \cdot k}{2 \cdot \pi \cdot 10^3 \cdot \eta}, \quad (2.23)$$

де $\eta = 0,94$ – ККД черв'ячно – рейкової передачі та пари підшипників [7].

m – модуль черв'яка привода, $m = 16 \text{ мм.}$

k – кількість заходів черв'яка, $k = 9$

$$M = \frac{24091,4 \cdot 3,14 \cdot 16 \cdot 9}{2 \cdot 3,14 \cdot 10^3 \cdot 0,94} = 1845 \text{ Н.м.}$$

Враховуючи досить великий обертаючий момент на валу привода , для зменшення параметрів двигуна в кінематичну схему вводимо двохступеневий

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

редуктор типу Ц2У -200 з передаточним числом $u = 31,5$ та номінальним крутним моментом на тихохідному валу $M = 2000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Отже, привід столу для фрезерної обробки передбачаємо наступної конструкції:

- черв'ячно-рейкову передачу, що змонтована в нижній частині столу верстата, проміжний вал, що з'єднує черв'як та редуктор і змонтований в стійки порталу (черв'ячно-рейкова передача та проміжний вал передбачений конструкцією верстата), двохступеневий редуктор та асинхронний двигун з частотним перетворювачем. Двигун та редуктор буде змонтований на одній рамі. Стругальний привід передбачаємо перенести від верстата на 1000 мм. по осі приводного валу. При необхідності його використання для проведення на верстаті стругальних робіт потрібно буде виконати слідуєчі роботи: від'єднати від проміжного валу редуктор фрезерного приводу та зняти його з рами; з'єднати вихідний вал редуктора стругального приводу та проміжний вал додатковим валом.

Крутний момент на валу двигуна фрезерного приводу подачі столу з врахуванням редуктора визначаємо за формулою [7]:

$$M_{\text{двиг.}} = \frac{M}{u \cdot \eta}, \quad (2.24)$$

де $M = 1845 \text{ Н}\cdot\text{м}$. – крутний момент на проміжному валу, що з'єднує черв'як та редуктор (з попередніх розрахунків).

$u = 31,5$ – передаточне число двохступеневого редуктора.

η - загальний коефіцієнт корисної дії.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3, \quad (2.25)$$

де η_1 – ККД, що враховує втрати у підшипниках. Враховуючи три пари підшипників редуктора: $\eta_1 = 0,99^3 = 0,97$ табл. 2.1 стор.24 [2].

η_2 – ККД, що враховує втрати у зубчастих передачах. Враховуючи 2 ступені зубчастого зачеплення. $\eta_2 = 0,96^2 = 0,92$ табл.2.1 [2].

						Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_3 – ККД, що враховує втрати у муфті.

$\eta_3 = 0,98$ табл.2.1 [2].

$$\eta = 0,97 \cdot 0,92 \cdot 0,98 = 0,87$$

$$M_{\text{двиг.}} = \frac{1845}{31,5 \cdot 0,87} = 67,3 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

В якості двигуна приводу подачі столу приймаємо асинхронний двигун типу 4A132S4У3 потужністю 11 кВт, обертальним моментом 70 Н·м. та синхронною частотою обертання 1500 хв.⁻¹

Бакалаврська робота передбачає модернізація повздовжньо – стругального верстата для можливості обробки на ньому корпусів фільтруючих плит фільтр-пресу КМП-196.

В результаті впровадження фрезерної бабки, електрично регульованих приводів подач значно збільшується продуктивність праці, якість обробки, зменшується енергоспоживання.

2.3. Моделювання і розрахунок шпинделя за допомогою SolidWorks

Шпиндельний вузол є ключовим конструктивним елементом металообробного верстата, який забезпечує виконання головного обертового руху. Його основою виступає шпиндельна бабка — корпусна частина, у якій встановлено сам шпиндель, тобто сталевий вал (часто з центральним отвором). Шпиндель спирається на опори — як правило, це підшипники кочення або ковзання, які забезпечують його обертання. Передача крутного моменту здійснюється через зубчасту передачу або шків. У багатьох випадках до складу шпиндельного вузла включено механізм приводу патрона з автоматичним затиском, який слугує для надійної фіксації заготовки або ріжучого інструменту.

Саме від якості конструкції та точності виготовлення шпиндельного вузла залежить більшість експлуатаційних характеристик верстата: точність

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

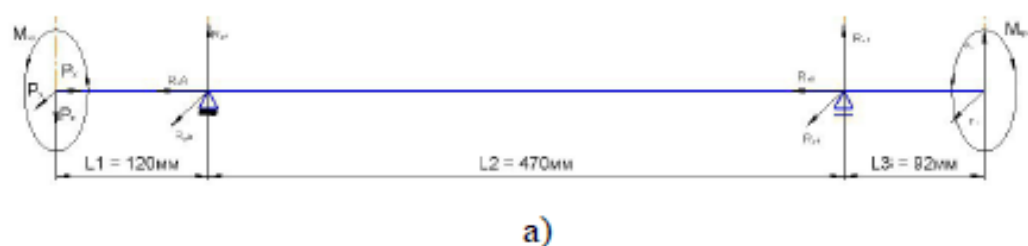
механічної обробки, стабільність роботи, а також загальний рівень продуктивності.

Основні технічні вимоги до шпиндельних вузлів:

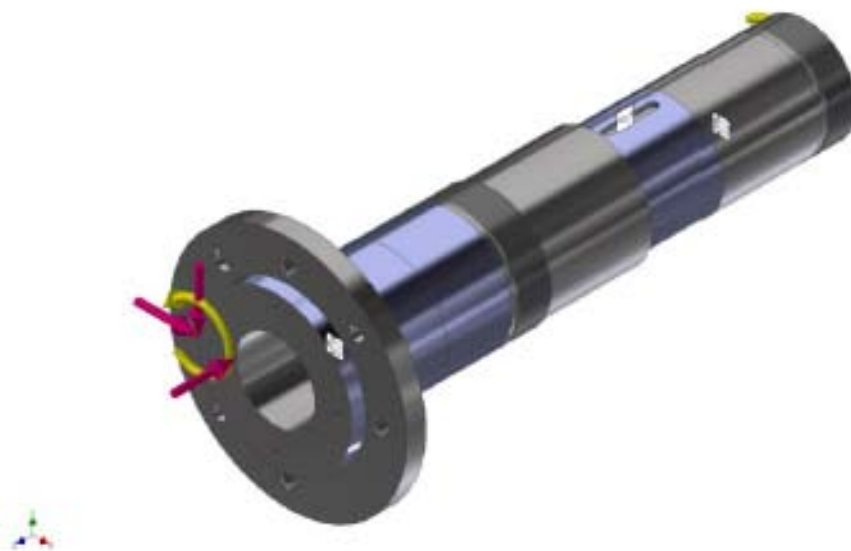
- Забезпечення високої точності обертання — радіальне та осьове биття переднього кінця шпинделя має бути мінімальним.
- Наявність високої жорсткості та здатності ефективно демпфувати вібрації в процесі обробки.
- Мінімізація тепловиділення в опорах під час роботи для уникнення термічних деформацій, які можуть призводити до зниження точності обробки.
- Високий ресурс роботи та експлуатаційна надійність вузла.
- Швидке й точне фіксування інструменту або заготовки в затискному механізмі шпинделя.

Для підвищення достовірності розрахункових характеристик шпинделя було вирішено провести його чисельне моделювання з використанням інструментів CAD-середовища SolidWorks. Це дає змогу змоделювати поведінку вала в умовах реального навантаження з урахуванням його маси та динамічних характеристик.

На першому етапі було виконано 3D-моделювання шпинделя в модулі «Генератор валів», який дозволяє одночасно проводити попередні інженерні розрахунки. Після цього проводиться розрахунок напружено-деформованого стану в середовищі «Аналіз напружень», що дозволяє визначити найбільш навантажені ділянки конструкції, з'ясувати потенційні точки концентрації напружень та оцінити надійність конструкції шпинделя під час експлуатації.



					Арк.
					31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	



б)

Рис. 2.8. Розрахункова схема шпинделя – а) та 3D її зображення – б)

Для отримання даних по розрахунках було згенеровано звіт з розрахунків, який складається з таблиця графіків. Нижче наведено графіки розрахунків.



Рис. 2.9. Сила зсуву



Рис. 2.10. Сила зсуву по площині YZ



Рис. 2.11. Згинальний момент



Рис. 2.12. Згинальний момент на площині YZ

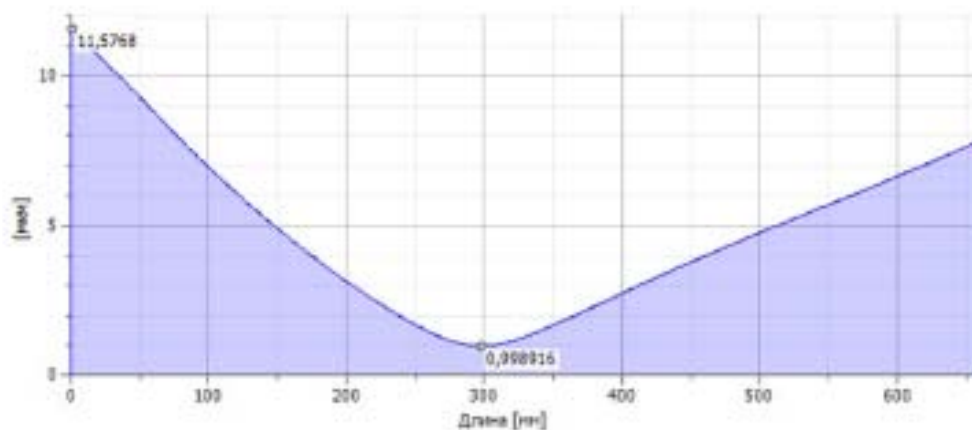


Рис. 2.13. Відхилення

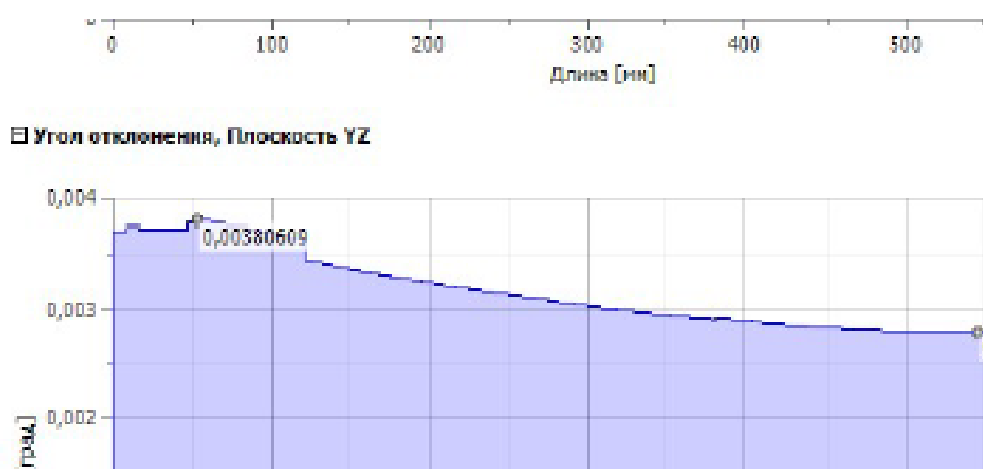


Рис. 2.14. Відхилення на площині YZ

Порівнявши теоретичні розрахунки з розрахунками в SolidWorks, можна помітити, що є відхилення значень, але вони знаходяться в межах допустимих значень. На різницю результатів впливає те, що при аналітичних розрахунках не враховується маса та матеріал шпинделя.

Для визначення небезпечних ділянок шпинделя використовуємо модуль «Аналіз напружень». Результати розрахунків представлені нижче.

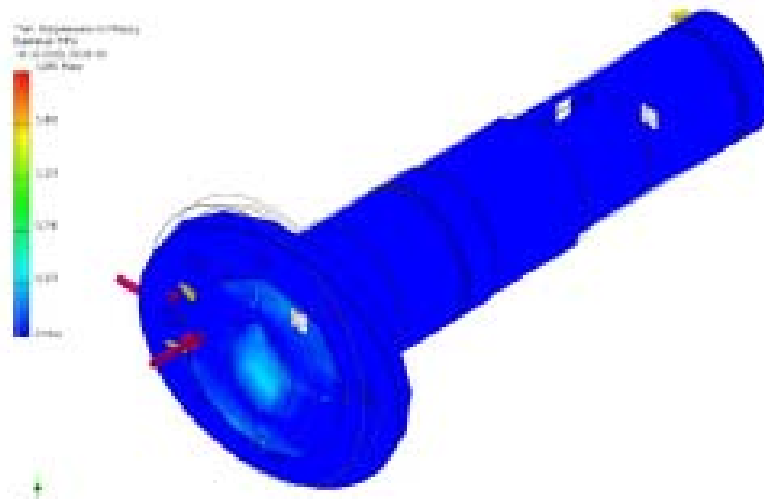


Рис. 2.15. Напруження по Мізесу

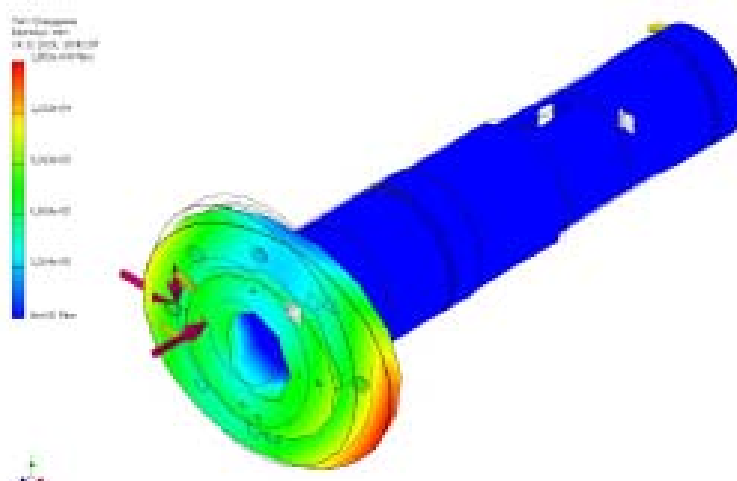


Рис. 2.16. Зміщення

Величина деформації невелика і максимальне зміщення залишається в допустимих рамках величини для верстата підвищеної точності. Шпиндель відповідає вимогам для виготовлення типових деталей «Кільце роликопідшипника». Також потужності верстата вистачає для того, щоб виконувати деталі, які можуть викликати збільшення сил різання, а саме сили P_y до 3000 Н та P_x до 1500 Н.

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

2.4. Моделювання і розрахунок триопорного вала за допомогою SolidWorks

Для автоматизованого розрахунку використаємо систему SolidWorks Simulation. Для початку розробимо твердотільну модель вала, який поданий на рис. 2.17.

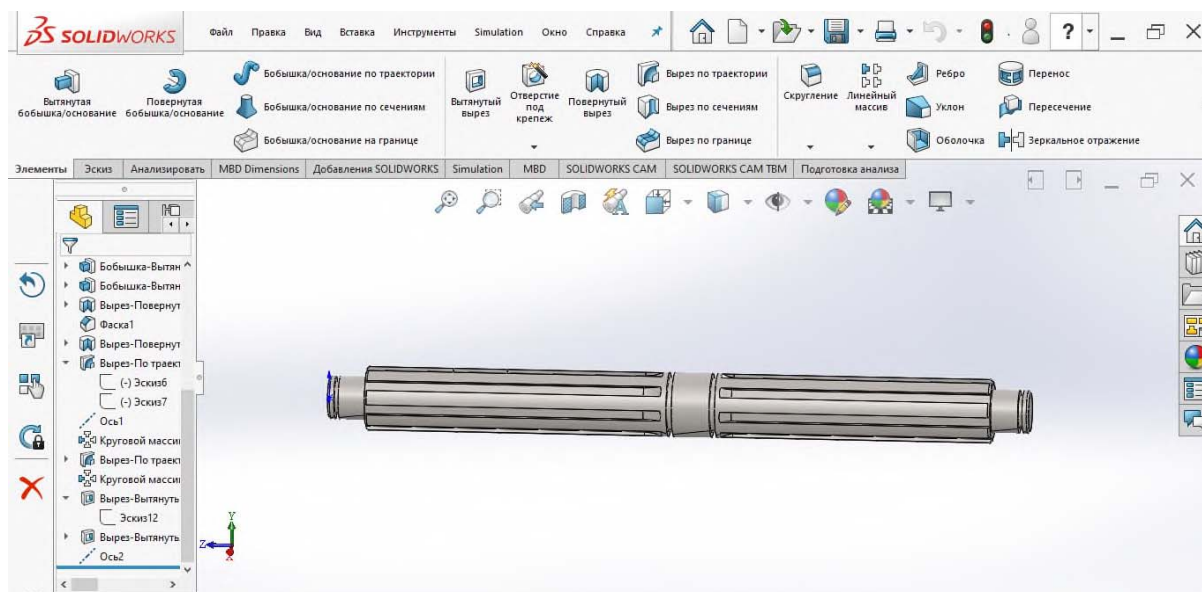


Рис. 2.17. Твердотільна модель вала коробки швидкостей

Основні характеристики вала подані в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Основні характеристики триопорного вала та його матеріалу

Маса, кг	Об'єм, м ³	Густина, Кг/см ³	Границя текучості, МПа	Границя міцності, МПа	Коефіцієнт Пуассона	Коефіцієнт теплового розширення мм/К
11,97	0,00155	7,7	620,42	723,82	0,28	0,000013

До вала прикладено сили від зубчатих коліс, що на ньому розміщені. Схема прикладання сил подана на рис. 2.18.

						Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

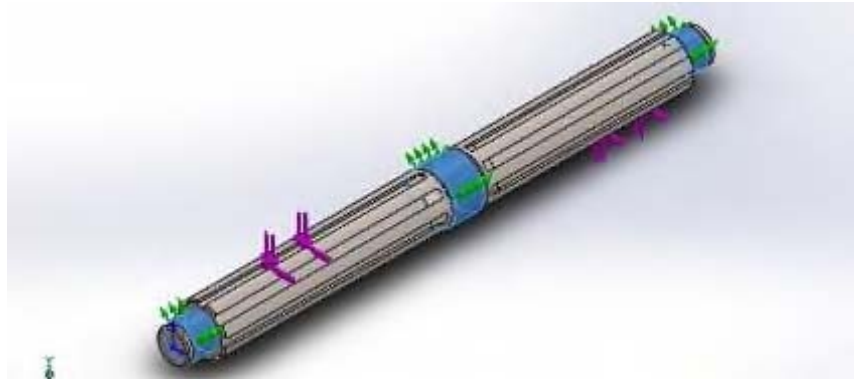


Рис. 2.18. Схема прикладання сил

Формування сітки здійснювалось за параметрами, що подані в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4. Дані сітки

Тип сітки	Розбиття	Точки Якобі-ана	Розмір елемента	Допуск	Епюра якості сітки	Всього вузлів	Всього елементів	Максим співвідношення сторін	% елем із співвідношенням сторін < 3	% елем із співвідношенням сторін > 10
Твердого тіла	Стандартна сітка	4 Точки	11,5869 mm	0,5793 mm	Висока	26319	16610	14,174	80,6	0,0602

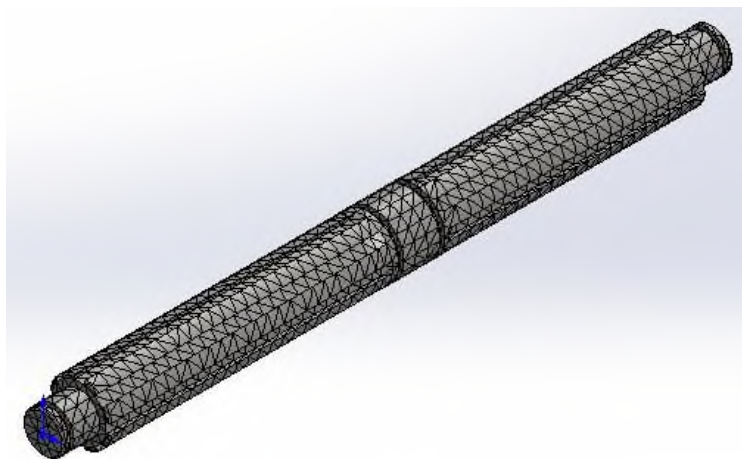


Рис. 2.19. Сітка вала

Результати розрахунків, а саме: сил реакції, напружень, переміщень та деформацій подамо в таблицях 2.5-2.6. відповідно.

						Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5. Сили реакції

Вибраний набір	Одиниці	Сума X	Сума Y	Сума Z	Результуюча
Всієї моделі	N	15 809,1	-36 118,8	-43 885,2	58 995

Таблиця 2.6. Результати автоматизованих розрахунків

Вид розрахунків	Тип	Мінімальне	Максимальне
Напруження	VON: Напруження Von Mises	7,054e+10 N/m ² Вузол: 11612	1,746e+13 N/m ² Вузол: 18491
Переміщення	URES: Результуюче переміщення	1,605e+02 mm Вузол: 18073	1,018e+10 mm Вузол: 136
Деформація	ESTRN: Еквівалентна деформація	3,833e-01 Елемент: 11368	5,855e+01 Елемент: 4156

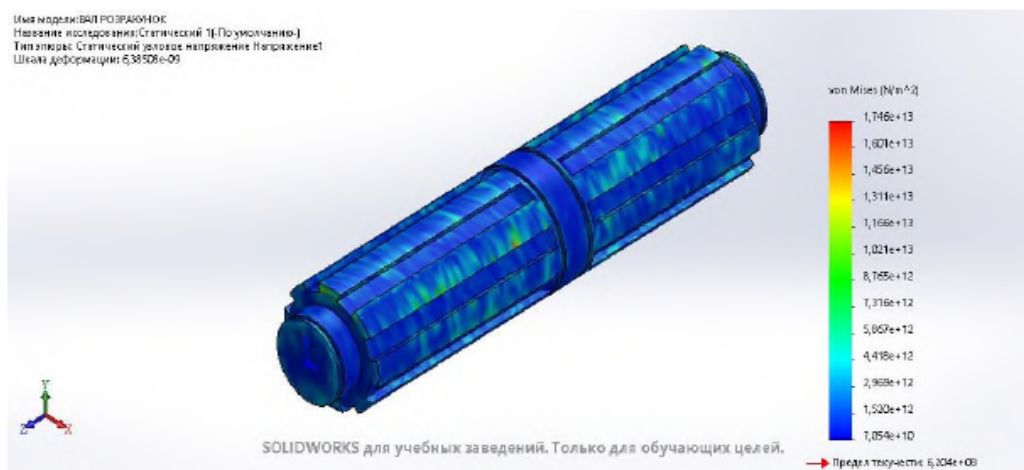


Рис. 2.20. Розрахунок напружень

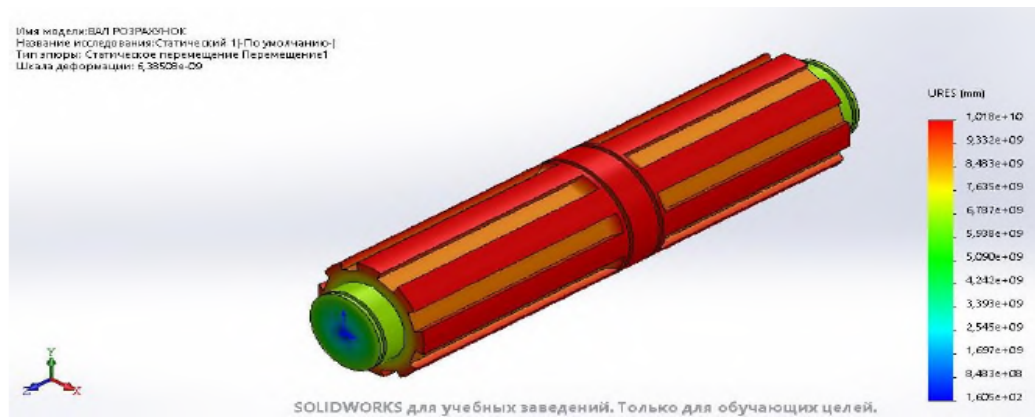


Рис. 2.21. Розрахунок переміщень

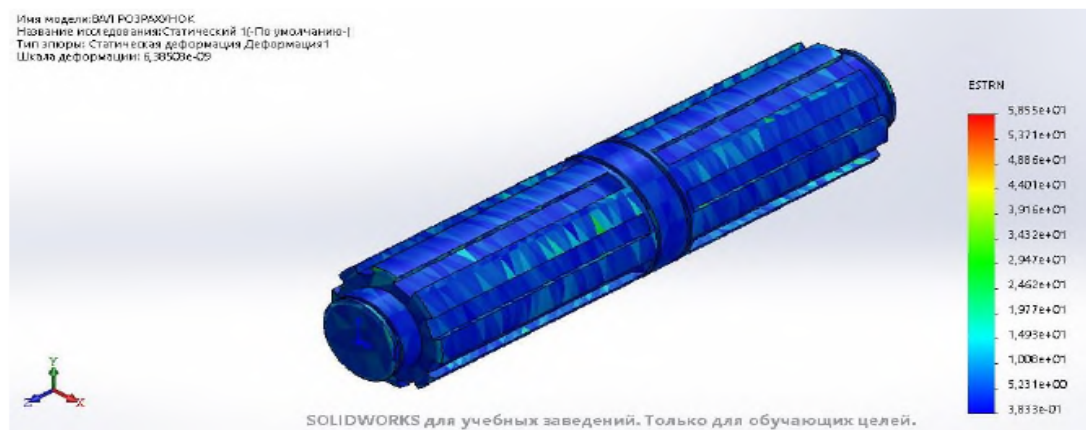


Рис. 2.22. Розрахунок деформацій

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

						Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. СПЕЦІАЛЬНИЙ

3.1. Методика випробувань поздовжньо-стругального верстата на геометричну і кінематичну точність

Функціональна придатність металорізального верстата до виконання запланованих технологічних операцій значною мірою залежить від технічного справного стану всіх його складових механізмів. Оцінку технічного стану обладнання зазвичай починають із зовнішнього огляду, звірення паспортних характеристик, перевірки правильності роботи основних вузлів у режимі холостого ходу, а потім - під навантаженням. Щоб об'єктивно визначити працездатність верстата, особливо за критерієм точності, необхідно провести комплекс спеціалізованих випробувань. Їхня мета — виявити втрати в експлуатаційних параметрах, що закономірно виникають з часом, та перевірити відповідність фактичних показників заданим допускам. У випадку з дослідними моделями верстатів застосовуються дослідницькі випробування, а для машин, що вже експлуатуються - контрольні [10].

Сьогодні для верстатів різних типів встановлені стандартизовані вимоги щодо жорсткості. Вони регламентують методику навантаження, допустимі межі прикладених сил, а також максимально припустимі деформації конструктивних елементів. Особливо важливою є оцінка сумарного прогину, наприклад, шпинделя та супорта - саме в напрямку, що впливає на точність обробки.

Дослідження динамічної жорсткості та стійкості до вібрацій дозволяє не лише виявити характерні форми коливань, а й сформувати частотні характеристики системи та визначити межі її стабільної роботи при максимальних навантаженнях (наприклад, при знятті найбільшої товщини стружки). Сучасний розвиток у галузі методів і технічних засобів випробувань орієнтований на автоматизацію процесів, що дає змогу

						Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

паралельно фіксувати велику кількість параметрів, записувати дані на принтер або передавати їх для подальшої обробки засобами ЕОМ [10].

На прикладі поздовжньо-стругального верстата моделі 7A256 заплановано реалізацію удосконаленої методики оцінки геометричної та кінематичної точності, визначення статистичної та динамічної жорсткості, а також випробування верстата на технологічну надійність. У процесі випробувань будуть враховані впливи теплових деформацій, припустимі навантаження, допустимі відхилення геометрії окремих елементів та сумарні деформації вузлів, а також оцінена вібраційна стійкість.

Оскільки з часом експлуатаційні характеристики верстата поступово погіршуються під дією різних чинників, для контролю його стану зазвичай використовують типову контрольну деталь. Для неї встановлюють відповідні допуски на геометричні параметри — розміри, форму, шорсткість поверхні тощо, які верстат має забезпечити під час обробки.

Основу методики оцінки технологічної точності та надійності складає класифікація процесів, що впливають на параметри верстата, за швидкістю їхнього протікання: швидкоплинні, середньої тривалості та повільні. Зокрема, зміщення фактичного рівня налаштування верстата (умовне позначення - x_n) з часом зумовлене впливом процесів середньої швидкості. До них належать, передусім, зношування інструменту в розмірах та нерівномірне теплове розширення конструктивних вузлів верстата.

$$X_n(t) = d' + b(t - t')$$
 (3.1)

або

$$x_n(t) = d + bt.$$
 (3.2)

З формули (3.1) маємо:

$$d = x_n(t=0).$$

Розкид розмірів, наприклад, таких як діаметри валів, є типовим явищем для кожної партії деталей, виготовлених на металорізальному верстаті. Саме тому конкретне значення розміру x доцільно розглядати як випадкову змінну, яка підпорядковується статистичним законам.

						Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поступове вичерпання резервів за окремими технічними характеристиками верстата відбувається внаслідок збільшення низки параметрів, серед яких особливо важливими є:

Розширення зони A , що пов'язано зі зростанням зазорів у з'єднаннях, зниженням загальної жорсткості конструкції та змінами інших властивостей, які суттєво впливають на динамічні процеси, що відбуваються в машині з високою швидкістю.

$$A_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_H}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_{cp}}{2}\right)^2} \quad (3.3)$$

2. Розширення зони A_H відбувається внаслідок природного зношування та старіння елементів, що були попередньо налаштовані в машині або верстаті.

3. Зона a_f збільшується через деформації, викривлення та інші негативні фізичні зміни, які виникають у ряді конструктивних вузлів обладнання в процесі експлуатації.

4. Параметри a_{cp} і A_{cp} погіршуються через зміну внутрішніх напружень та деформацій у деталях, які зумовлені нерівномірним нагріванням. Це призводить до зростання податливості конструкції, прискорення зносу окремих елементів, підвищення рівня вібрацій та інших негативних явищ, що прямо впливають на точність і стабільність роботи верстата.

У зв'язку з вищезазначеним, випробування верстата мають бути короткотривалими й спрямованими на визначення наявного технічного резерву обладнання, тобто здатності зберігати точність і жорсткість у рамках допустимих відхилень.

						Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_m = \delta - \left[\sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_H}{2}\right)^2} + a_\phi + a_{cp} + \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_H}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_{cp}}{2}\right)^2} \right] \quad (3.4)$$

і коефіцієнта резерву точності для основних параметрів верстата:

$$R_m = \frac{\delta}{\delta - \delta_m}$$

У фінальний період експлуатації металорізального верстата показник його надійності за час **Т_{мн}** визначається ймовірністю того, що розмір оброблюваної деталі вийде за межі допустимих відхилень. Технологічна надійність, з цієї причини, має підтверджуватися шляхом комплексного випробування — це обов'язкова вимога для сучасних моделей верстатів, адже вона дозволяє не лише виявити основні технічні параметри машини, а й отримати додаткові дані для оптимізації її конструкційних рішень.

Протокол випробувань для поздовжньо-стругального верстата 7A256

А. Контроль площинності робочої поверхні столу

На поверхню столу в поздовжньому, поперечному та діагональному напрямках встановлюється калібрована лінійка, закріплена на двох регульованих опорах, які виставляються таким чином, щоб значення індикатора на обох кінцях збігались. Сам індикатор монтується безпосередньо на стіл так, щоб його вимірювальний елемент був перпендикулярним до площини лінійки.

Під час переміщення індикатора вздовж лінійки визначається прямолінійність профілю у точках, віддалених одна від одної на відстань **a** $\approx$ **0,1L $\geq$ 100 мм** або **b $\geq$ 100 мм**, де **L** та **B** — відповідно довжина та ширина столу. Величина відхилення встановлюється як максимальна різниця показів індикатора. Допустимі межі відхилень — до **16 мкм** на довжині **200 мм** і до **30 мкм** на **800 мм**. При цьому опуклість поверхні не дозволяється.

						Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Б. Оцінка точності переміщення столу

Перевірка паралельності поздовжнього ходу столу до поперечного переміщення в горизонтальній площині.

Контроль площинності столу відносно напрямку поздовжнього переміщення.

Перевірка паралельності площини столу напрямку поперечного ходу.

Контроль паралельності бокових стінок центрального паза столу напрямку поздовжнього переміщення.

В. Оцінка геометричної точності шпинделя

Визначення осевого биття шпинделя.

Вимірювання биття опорної торцевої поверхні шпинделя.

Радіальне биття конічного отвору:

на торці шпинделя;

на відстані $L = 150 \text{ мм}$.

Радіальне биття центрівної шийки шпинделя.

Контроль перпендикулярності осі обертання вертикального шпинделя до площини столу в поперечному напрямі.

Перевірка перпендикулярності ходу вертикального підйому консолі до площини столу у подовжньому та поперечному напрямках.

Методика експертного дослідження верстата 7A256

1. Випробування на холостому ході

Перед запуском здійснюється візуальний огляд згідно з паспортними даними. Оцінюється правильність встановлення обладнання, перевіряється відсутність люфтів у маховиках, напруга у ременях і ланцюгах, рівень мастила, справність мастильних каналів, наявність охолоджуючої рідини та таблиць з експлуатаційними параметрами.

						Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після підготовки вмикають верстат і по черзі перевіряють роботу всіх швидкостей шпинделя. Верстат повинен працювати протягом **1,5–2 годин** до досягнення робочої температури, яка не має перевищувати:

- шпиндель — **50 °С**;
- підшипники ковзання — **70 °С**;
- підшипники кочення — **40 °С**;
- інші механічні вузли — **до 50 °С**;
- мастило — **не вище 60 °С**.

Одночасно перевіряється справність подач столу в обох напрямках при різних швидкостях, у тому числі прискорених. Оцінюється робота елементів управління, а також надійність дії автоматизованих систем.

Для моделей з ЧПК або автоматичним циклом проводиться повна перевірка послідовності виконання операцій. Особливу увагу приділяють роботі систем змащення, гідравліки, пневматики та охолодження. Під час випробування звук роботи верстата має бути рівномірним і не надто гучним — шум не повинен перевищувати поріг чутності на відстані **4–5 метрів**. Зусилля на органах керування має відповідати встановленим нормам.

2. Робота під навантаженням

Цей етап проводиться в умовах, максимально наближених до реальних. Випробування здійснюється при обробці пробних деталей на середніх швидкостях шпинделя, з використанням добре заточеного інструмента та **без охолодження**. Навантаження не повинне перевищувати номінальні значення, за винятком короткочасного підвищення до **+25%**. Тривалість роботи під навантаженням — **не менше 30 хвилин**.

У випадку, якщо тип деталі або ЦПУ-цикл невідомий, перевіряють два режими: чорновий та чистовий. Наприклад, для вертикально-фрезерного верстата чистова обробка виконується на заготівці **Ø50 мм**, довжиною **200 мм**, при глибині різання **1–1,5 мм** та подачі **0,2–0,3 мм/об**. Поверхня після обробки не повинна мати візуально помітних дефектів: вібрацій,

						Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ступінчастості чи дроблення. Для спеціалізованих або агрегатних верстатів, випробування виконуються згідно з умовами контракту — обробляються конкретні деталі на заданих режимах. Продуктивність при цьому не може бути нижчою за вказану в технічному завданні.

3. Контроль геометричної та кінематичної точності

В патрон затискається заготовка з вильотом приблизно **100 мм**, на якій проводиться обточування у чистовому режимі. Подача при цьому становить **0,08–1,0 мм/об**, глибина різання — **0,3–0,5 мм**. Після обробки проводиться перевірка отриманої поверхні на овальність та конусність згідно з таблицею 3.1.

Таблиця 3.1. Визначення відхилень на овальність

Фактичне відхилення на овальність	Допустиме відхилення на овальність
$d_1 = 24.98 \text{ мм}, d_2 = 24.97 \text{ мм}, d_1 - d_2 = 0,01 \text{ мм}$	0,01 мм
на конусність	на конусність
$d_1 = 24.97 \text{ мм}, d_2 = 24.95 \text{ мм}, d_1 - d_2 = 0,02 \text{ мм}$	0,01 мм

1. Визначення статистичної і динамічної жорсткості модернізованого поздовжньо-стругального верстата моделі 7A256 [11]. При проектуванні вузла шпинделя поздовжньо-стругального верстата виникає завдання розрахунку на жорсткість. Проте, теоретично, моделі, вживані в цих розрахунках дають похибку від 30 – 85%, яка компенсується коефіцієнтом статичної жорсткості КСТ, який визначається з виразу:

$$K_{ст} = \frac{j_{теор}}{j_{експ}} \quad (3.5)$$

Визначимо $j_{теор}$:

$$j_{теор} = \frac{3ES}{a^2(a+1) - \frac{1}{3}a^2l} = \frac{3 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 11 \cdot 10^5}{10^4 \cdot (100+1) - \frac{1}{3} \cdot 10^4 \cdot 870} = 1.6 \cdot 10^6,$$

де $E=26000$ – модуль Юнга; a – виліт конуса шпинделя; l – розташування між опорами.

$$j = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) = \frac{3.14}{64} (75^4 - 55^4) = 0.49 (31640625 - 9150635) = 1102010 = 1.1 \cdot 10^5$$

Визначимо $j_{експ}$:

$$j_{експ} = \sum_{i=1}^n \frac{j_{iексп}}{n} = 1.4 \cdot 10^6$$

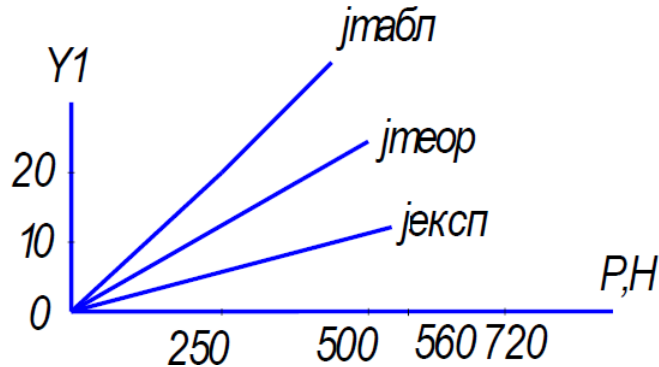


Рис.3.1. Графік залежності $Y_i(P_i) < j_{експ}$

Визначимо коефіцієнт статичної жорсткості:

$$K_{с.ж.} = \frac{j_{теор}}{j_{експ}} = \frac{1.6 \cdot 10^6}{1.4 \cdot 10^6} = 1.14$$

Згідно з результатами проведених досліджень, значення жорсткості металорізального верстата у статичних умовах є вищим, ніж у режимі динамічного навантаження. Аналіз коливальних характеристик (частот і амплітуд) під час різних типів механічної обробки дозволяє сформувати так звану карту стійкості. Вона відображає граничні значення глибини різання при заданих швидкостях подачі, в межах яких забезпечується стабільна обробка без виникнення автоколивань та вібрацій.

Аналіз вібростійкості поздовжньо-стругального верстата

Зону стійкої роботи обладнання визначають графічним методом, побудувавши залежність подачі S від швидкості різання V у координатній площині $S(V)$. Для побудови цієї зони необхідно встановити критичні значення V та S , при яких амплітуда коливань окремих вузлів верстата не перевищує максимально допустимі межі.

						Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Такі граничні параметри роботи (швидкість подачі й різання) визначаються умовами, за яких показники шорсткості обробленої поверхні заготівки залишаються в межах встановлених допусків, згідно з вимогами таблиці 3.2. Це дозволяє зробити висновок щодо максимальної ефективності верстата без втрати якості обробки в умовах наближених до реального навантаження.

Таблиця 3.2. Приклад вимірювання амплітуди коливань

Швидкість обертання шпинделя фрезерної бабки верстата моделі 7A256 п, об/хв.	Амплітуда коливань
100	1,2
250	1,1
315	1,3
400	3,2
500	2,2
650	2,1
800	1,0
1000	1,7

У низці випадків швидкохідні металорізальні верстати підлягають випробуванням на рівень шуму. Для таких тестувань використовуються спеціальні прилади — шумоміри, які дозволяють точно зафіксувати акустичні характеристики обладнання. Вимірювання проводяться згідно з нормативами верстатобудування, зокрема нормою Н89-101, яка передбачає допустимі рівні шуму для різних частотних діапазонів.

Методика випробування на технологічну надійність ґрунтується на класифікації процесів, що впливають на стабільність експлуатаційних параметрів верстата. Всі ці процеси поділяються за швидкістю свого розвитку на:

- швидкоплинні;
- середньої тривалості;
- повільні (кумулятивні).

Зміни, викликані цими процесами, відображаються на геометричних, кінематичних, кутових та точнісних параметрах обладнання, що в кінцевому підсумку призводить до порушення точності обробки.

Точність виготовлення деталей на верстаті залежить від трьох основних груп чинників:

1. Початкова похибка налаштування — це відхилення фактичного початкового налаштування від заданого оптимального значення. Воно може виникати через конструктивні або людські фактори ще до початку експлуатації.

2. Поступовий зсув налаштування в часі, зумовлений процесами середньої швидкості. До найсуттєвіших із них належать:

- о зношування інструменту, яке змінює геометрію різального елемента;

- о неоднорідне теплове розширення вузлів верстата, що змінює точність взаємного положення механізмів.

3. Статистичне розсіювання налаштувань, що зазвичай підпорядковується нормальному закону розподілу. Це розсіювання характеризується середньоквадратичним відхиленням і залежить як від конструкційної точності вузлів, відповідальних за налаштування, так і від рівня професіоналізму оператора-налагоджувальника.

						Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У ході проведеного дослідження було здійснено аналіз, моделювання та розрахунки, спрямовані на вдосконалення поздовжньо-стругального верстата моделі 7A256 для розширення його технологічних можливостей, зокрема шляхом оснащення фрезерною бабкою.

В першому розділі виконано огляд конструкції та принципу роботи поздовжньо-стругального верстата 7A256. Розглянуто його основні технічні характеристики, сфери застосування та можливі напрямки модернізації. Запропоновані рекомендації щодо підвищення функціональності верстата, що включають зміну конфігурації робочих вузлів для можливості фрезерування корпусів фільтруючих плит.

В другому розділі було проведено детальні конструкторські розрахунки, що охоплюють:

- розрахунок фрезерної бабки,
- розрахунок приводів подач,
- моделювання та аналіз шпинделя і триопорного вала у програмному середовищі SolidWorks.

Ці дослідження дозволили визначити оптимальні параметри конструкції для забезпечення ефективної роботи верстата після модернізації.

В третьому розділі викладено методику випробувань верстата на геометричну та кінематичну точність, що є важливими параметрами для забезпечення якості обробки. Запропоновані методи контролю дозволяють оцінити відповідність обладнання встановленим стандартам.

						Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Назарова О.С. Моделювання електромеханічних процесів взаємопов'язаних багатомасових систем / О.С. Назарова // Енергія - Тбілісі, 2019. - С. 60-64.

2. Нове у моделюванні та дослідженні електромеханічних систем станів холодної прокатки: монографія / О. В. Садовий, О. С. Назарова, В. І. Бондаренко, А. В. Пиріжок; Запорізька. нац. техніч. ун-т, Дніпродзерж. держ. техніч. ун-т – Запоріжжя: Просвіта, 2014. – 144 с.

3. Осадчий В.В. Структура системи керування 4-х приводною силовою установкою для електричних транспортних засобів / В.В. Осадчий, Є.С. Назарова, В.В. Брилистий // Проблеми регіональної енергетики (спеціальний випуск), 2019. - № 1-2 (41) 2019. - С. 65-73. DOI: 10.5281/zenodo.3239150

4. Осадчий В. В. Ідентифікація ступеня завантаження двошвидкісного ліфта / В. В. Осадчий, О. С. Назарова, С. С. Шульженко // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2018. – № 27(103).– С. 103- 111. DOI: <https://doi.org/10.15276/eltecs.27.103.2018.11>

5. Nazarova O., Osadchy V., Shulzhenko S. Accuracy improving of the two-speed elevator positioning by the identification of loading degree // International Conference «Modern Electrical and Energy Systems» (MEES2019), September 23-25, 2019 Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskyi National University, Ukraine, pp. 50 – 53. DOI: 10.1109/MEES.2019.8896414

6. Яновський В.А, Полонський Л.Г., Мельничук П.П., Ковальов В.В. Дипломне проектування з спеціальності «Технологія машинобудування» Навчально-методичний посібник для студентів. Житомир: ЖІТІ 2001.-106 с

7. Шевченко, О.В. & Беляєва, А.Ю. (2019). Металорізальні верстати. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання 5 практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс]: Навч. посібник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Металорізальні верстати та системи»; КПІ ім. Ігоря

						Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Сікорського. – Електронні текстові дані. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 86с.

8. Zhuravel, O . Yu , Derbaba, V.A., Protsiv, V.V., & Patsera, S.T. (2019). Interrelation between Shearing Angles of External and Internal Friction During Chip Formation. Solid State Phenomena. Materials Properties and Technologies of Processing, (291), 193-203. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/SSP.291.193>

9. Кравченко, Ю.Г., Дербабa, В.А. & Крюкова, Н.В. (2015). До питання емпіричного визначення напруги та коефіцієнтів тертя при стружкоутворенні. Різання та інструмент у технологічних системах: Міжнар. наук.-техн. зб. Харків: НТУ "ХПІ", (85), 137-148.

10. Derbaba V.A., Zil , V.V., & Patsera, S.T. (2014). Evaluation of the adequacy of the statistical simulation modeling method while investigating the components presorting processes. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu, (5), 45-50.

11. Кравченко, Ю.Г., Дербабa, В.А. & Смагін, Д.В. (2020). Визначення і взаємозв'язок кутів зсуву і тертя при стружкоутворенні. Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: Національний ТУ «Дніпровська політехніка», 61, 193-201. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/61.193>

12. Kravchenko, Yu., & Derbaba, V. (2021). Empirical definition of the shearing angle and chip-edge contact length when cutting. Збірник наукових праць НГУ. – Дніпро: Національний ТУ «Дніпровська політехніка», 63, 123-133. <https://doi.org/10.33271/crpnmu/63.123>

						Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		