

Міністерство освіти і науки України

Луцький національний технічний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет транспорту та механічної інженерії

(повне найменування факультету)

Кафедра прикладної механіки та мехатроніки

(повна найменування кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»**

Розробка та дослідження вузлів спеціального верстата

спеціальність 131 Прикладна механіка

(шифр і назва спеціальності)

освітня програма «Прикладна механіка»

(назва освітньої програми)

Виконав: здобувач вищої освіти
групи ІМм-21
Ковальчук Дмитро Володимирович

(підпис)

Керівник:
д.т.н., професор
Марчук Віктор Іванович

(підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 20__ р.
к.т.н., доцент
Гарант освітньої програми:
Четвержук Тарас Іванович

(підпис)

Луцьк – 2023 року

Луцький національний технічний університет

Факультет Транспорту та механічної інженерії
Кафедра Прикладної механіки та мехатроніки
Другий (магістерський) рівень
освітньо-професійної програми «Прикладна механіка»
Спеціальність 131 Прикладна механіка

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Р. РЕДЬКО
“ _____ ” _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА**

Ковальчук Дмитро Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи «Розробка та дослідження вузлів спеціального верстата», керівник кваліфікаційної роботи магістра Марчук Віктор Іванович д.т.н., проф. каф. ПМіМ затверджені наказом вищого навчального закладу від «14» січня 2023 р., № 42/01-02

2. Строк подання студентом роботи 01.12.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи: звіт з переддипломної практики, технічна документація по спеціальних верстатах, креслення вузлів верстатів-аналогів, конструкторська документація, нормативні дані.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Загальний розділ. Вибір технології обробки деталі і структурно-компоновочної схеми верстата. 2. Проектування інструментальної системи. 3. Розробка конструкції передньої бабки. 4. Розробка конструкції супорта. 5. Проектування конструкції револьверної бабки. Висновки по роботі. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Бабка передня (1л.); бабка револьверна 4-х шпindelьна (1бл.); кінематична схема (1л.); карта наладки (3л.); верстат спеціальний (1л.); супорт (3л.); верстат спеціальний (Креслення обробки) (1л.)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв

7. Дата видачі завдання

01.03.2023 р.

Керівник

_____ (підпис)

Завдання прийняв до виконання

_____ (підпис)

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Термін виконання етапів виконання кваліфікаційної роботи магістра	Примітка
1.	<i>Загальний розділ. Вибір технології обробки деталі і структурно-компоновочної схеми верстата</i>	<i>25.09.2023</i>	
2.	<i>Проектування інструментальної системи</i>	<i>15.10.2023</i>	
3.	<i>Розробка конструкції передньої бабки</i>	<i>5.11.2023</i>	
4.	<i>Розробка конструкції супорта</i>	<i>15.11.2023</i>	
5.	<i>Проектування конструкції револьверної бабки</i>	<i>25.11.2023</i>	
6.	<i>Електронний варіант кваліфікаційної роботи магістра</i>		

Студент

_____ (підпис)

Ковальчук Д.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Марчук В.І.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Ковальчук Д.В. Розробка та дослідження вузлів спеціального верстата. – Рукопис.

Атестаційна магістерська робота на здобуття кваліфікації другого (магістерського) рівня вищої освіти із спеціальності 131 – Прикладна механіка. – Луцький національний технічний університет. – Луцьк, 2023.

Робота присвячена питанням розробки та модернізації основних вузлів спеціального верстата. В роботі здійснена заміна електромеханічного приводу подачі із ступінчастим регулюванням на безступінчасте регулювання, в результаті, механічна і електрична частина ремонтної складності. Зроблений вибір структур приводу револьверної і передньої бабок, системи мащення. Розроблена графічна частина та технологічна документація.

Ключові слова: вал, шпindel, коробка швидкостей, коробка подач, зубчасте колесо, кришка, підшипник.

ANNOTATION

Kovalchuk D.V. Development and research of nodes of a special machine. - Manuscript.

Attestation master's thesis for obtaining the qualification of the second (master's) level of higher education in specialty 131 - Applied mechanics. - Lutsk National Technical University. - Lutsk, 2023.

The work is devoted to issues of development and modernization of the main components of a special machine. In the work, the electromechanical feed drive with stepless adjustment was replaced with stepless adjustment, as a result, the mechanical and electrical part of the repair is difficult. The selection of drive structures of the turret and front headstocks, lubrication system was made. Developed graphic part and technological documentation.

Key words: shaft, spindle, speed box, gearbox, gear wheel, cover, bearing.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
1. ВИБІР ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ І СТРУКТУРНО-КОМПОЗОВОЧНОЇ СХЕМИ ВЕРСТАТА.....	7
1.1. Аналіз деталі, що обробляється на верстаті.....	7
1.2. Вибір і обґрунтування способів обробки деталі.....	8
1.3. Розробка варіантів технології обробки деталі.....	9
1.3.1. Вибір схеми обробки деталі.....	9
1.3.2. Розрахунок режимів різання.....	10
1.4. Розробка компоновки верстата.....	16
2. ПРОЕКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ СИСТЕМИ.....	18
2.1. Вибір конструкції.....	18
2.2. Налаштування інструменту на розмір.....	19
2.3. Принцип роботи пристосування.....	20
3. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДНЬОЇ БАБКИ.....	22
3.1. Вибір структури приводу.....	22
3.2. Визначення технічних характеристик.....	25
3.3. Вибір електродвигуна.....	26
3.4. Розрахунок шпиндельного вузла.....	26
3.4.1. Розрахунок шпиндельного вузла на міцність.....	26
3.5. Обґрунтування вибору підшипників.....	31
3.6. Розрахунок шпиндельного вузла на жорсткість.....	34
3.6.1. Розрахунок жорсткості опор шпиндельного вузла.....	34
3.6.2. Розрахунок загальної жорсткості шпиндельного вузла.....	34
3.7. Обґрунтування методу і системи мащення шпиндельних опор.....	36
4. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ СУПОРТА.....	38
4.1. Вибір типу і форми направляючих.....	39
4.2. Розрахунок направляючих.....	40
4.3. Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення.....	44

4.3.1. Визначення довжини ходового гвинта.....	44
4.3.2. Визначення номінального діаметру передачі гвинт-гайка кочення.....	45
4.3.3. Визначення статичної вантажопідйомності передачі.....	46
4.3.4. Визначення динамічної вантажопідйомності передачі.....	47
4.3.5. Розрахунок гвинта на стійкість по критичній силі.....	48
4.3.6. Розрахунок гвинта на стійкість по критичній частоті обертання.....	48
4.3.7. Розрахунок жорсткості приводу подач.....	49
4.4. Остаточний вибір електродвигуна.....	51
5. ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РЕВОЛЬВЕРНОЇ БАБКИ.....	53
5.1. Порівняльний аналіз варіантів.....	53
5.2. Вибір принципової схеми.....	54
5.3. Вибір приводу головного руху.....	55
5.4. Обґрунтування конструкції револьверної бабки.....	58
5.5. Мащення опор.....	58
5.6. Розрахунок револьверної бабки.....	59
5.6.1. Розрахунок шпindelного вузла на міцність.....	59
5.6.2. Перевірка підшипника на статичну вантажопідйомність.....	64
5.7. Вибір поворотного гідромотора.....	64
ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ.....	66
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67
ДОДАТКИ	

ВСТУП

Актуальність теми. Машинобудування є основою науково-технологічного прогресу в різних галузях народного господарства. Безперервна досконалість і розвиток машинобудування пов'язана з прогресом верстатобудування, оскільки металорізальні верстати разом з деякими іншими видами технологічних машин забезпечують виготовлення будь-яких нових видів устаткування.

В даній випускній роботі розробляється спеціальний верстат для обробки деталі – втулка. За своїми характеристиками верстат відноситься до класу агрегатних. Спеціальний верстат komponується в основному з уніфікованих вузлів, що мають індивідуальні приводи і пов'язаних між собою електричною системою управління. Основними уніфікованими вузлами є револьверні головки, силові столи, шпindelьні вузли, станції гідроприводу, базові вузли, станції мащення та ін. Послідовність руху вузлів забезпечується наявними на них упорами і кінцевими перемикачами. Завдяки стандартним приєднувальним розмірам досягається необхідна точність взаємного положення вузлів.

Агрегатні верстати мають високу продуктивність, що забезпечується великою концентрацією операцій і оптимальними режимами різання. На агрегатних верстатах обробляються деталі стабільної якості.

Завдяки широкому застосуванню уніфікованих вузлів і деталей знижується об'єм конструкторських робіт, з'являється можливість автоматизованого проектування інструментальних наладок, шпindelьних коробок, електричних і гідравлічних систем верстатів, використання типових форм технічної документації, заготовок креслень, аплікацій. Трудомісткість виготовлення агрегатних верстатів відносна невисока внаслідок того, що деталі уніфікованих вузлів можна обробляти за технологією серійного виробництва.

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є розробка вузлів та модернізація конструктивно-технологічних параметрів спеціального верстата для обробки деталі втулка.

Для досягнення мети поставлені наступні задачі:

- 1) вибір технології обробки деталі;
- 2) вибір структурно-технологічної схеми верстата;
- 3) розробити конструкції основних вузлів та систем верстата.

Об'єкт дослідження. Спеціальний верстат.

Предмет дослідження. Конструкції та вузли спеціальних верстатів.

Методи дослідження. Аналіз існуючих верстатів, теоретичні та практичні методи дослідження.

Наукова новизна:

- виконаний повний аналіз і вибір компоновки верстата та схем обробки;
- проведений аналіз і вибір компоновки верстату;
- виконано розрахунок конструкції передньої і задньої бабок;
- виконано розрахунок шпиндельного вузла;
- виконано розробку конструкції супорта та револьверної бабки.

Особистий внесок здобувача. Основні результати, які становлять суть магістерської роботи, висновки і рекомендації належать автору, який визначив мету і поставив задачі досліджень, провів весь комплекс конструкторських рішень та досліджень щодо розробки основних вузлів спеціального верстата.

Апробація отриманих результатів роботи. Основні ідеї та результати роботи розглядалися на наукових семінарах кафедри, III студентській науково-технічній конференції факультету транспорту та механічної інженерії "Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії" (Луцьк, 16 листопада 2023р.).

Структура та обсяг роботи. Випускна робота магістра має вступу, 5 розділів, висновки та рекомендації, список використаних джерел та додатки. Результат досліджень наведений на 66 сторінках машинописного тексту, ілюструється 28 рисунками та 2 таблицями. Список використаних джерел складає 30 найменувань.

1 ВИБІР ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ ДЕТАЛІ І СТРУКТУРНО-КОМПОНОВОЧНОЇ СХЕМИ ВЕРСТАТА

1.1 Аналіз деталі, що обробляється на верстаті

Деталь «Втулка», яка обробляється на верстаті, використовується в механізмах пневматичного устаткування трактора МТЗ. Деталь має форму циліндричної ступінчастої труби. На поверхні $\varnothing 40 \pm 0,45$ виконаний шпонковий паз шириною $b = 3 \pm 0,25$ мм для фіксації втулки в механізмі, на поверхні $\varnothing 34,25$ виконано два пази шириною $b = 10^{+0,58}$ мм по дузі, в яких просвердлені отвори $\varnothing 3 \pm 0,5$ і $\varnothing 1,6 \pm 0,06$ мм для подачі повітря в механізм. Основна поверхня – внутрішній циліндр $\varnothing 23$, виконана по 14 квалітету, допоміжні поверхні $\varnothing 36$, $\varnothing 34,25$ також виконані по 14 квалітету.

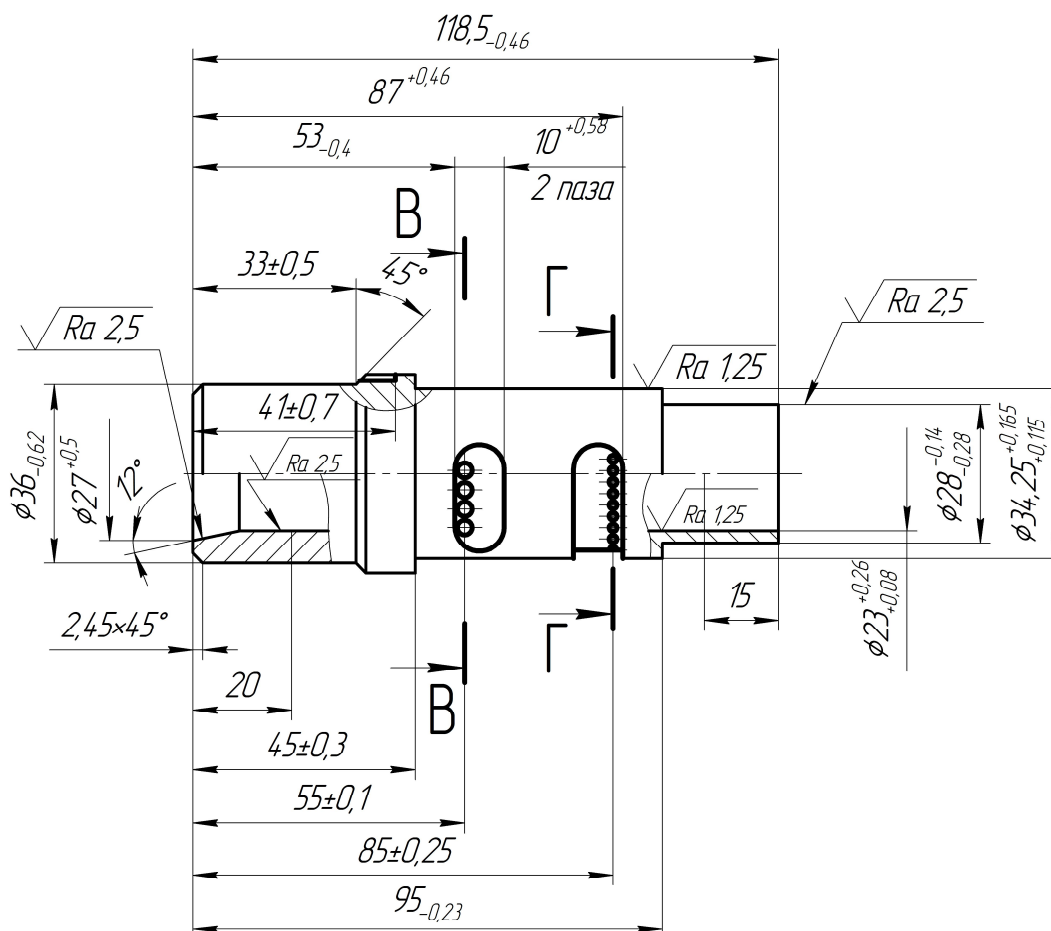


Рисунок 1.1 – Креслення оброблювальної деталі «Втулка»

Матеріал заготовки латунь ЛС 59-1 ГОСТ 494-90. В якості заготовки використовують трубу ГКРНПТ 40×10НД ЛС 59-1 ГОСТ 494-90. Латунь має порівняно високі механічні властивості і задовільну корозійну стійкість і, будучи найбільш дешевими з мідних сплавів, мають широке поширення. Це сприяє отриманню досить якісних і точних заготовок. Фізико-механічні властивості: твердість HB 80...90; $\sigma_y=700$ МПа.

1.2 Вибір і обґрунтування способів обробки деталі

Згідно з кресленням обробки оброблюваними поверхнями є шпонковий паз шириною $e=3\pm 0,25$, два пази шириною $e=10^{+0,58}$ і отвори $\varnothing 3\pm 0,5$ і $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм.

Виходячи з креслення обробки можна запропонувати два варіанти послідовності обробки деталі:

Перший варіант:

- фрезерувати шпонковий паз шириною $e=3\pm 0,25$ мм;
- фрезерувати два пази шириною $e=10^{+0,58}$ мм;
- свердлити отвір $\varnothing 3\pm 0,5$ мм;
- свердлити отвір $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм.

Другий варіант:

- фрезерувати два пази шириною $e=10^{+0,58}$ мм;
- свердлити отвір $\varnothing 3\pm 0,5$ мм;
- свердлити отвір $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм;
- фрезерувати шпонковий паз шириною $e=3\pm 0,25$ мм.

Вибираємо перший варіант, як найбільш задовільний.

Першим обробляється шпонковий паз шириною 3 мм на задану довжину за допомогою пересування супорта. При цьому головний рух – обертання фрези, допоміжний рух – переміщення супорта. Далі обробляються два пази шириною $e=10^{+0,58}$ мм. Ходом супорта (допоміжний рух) здійснюється урізування в перший паз $e=10^{+0,58}$ мм, витримуючи розмір $4_{-0,48}$ поворотом

деталі (допоміжний рух) на кути 34° і 66° здійснюється фрезерування паза (головний рух). Ходом супорта здійснити урізування в другий паз $e=10^{+0,58}$ мм, витримуючи розмір $87^{+0,46}$ мм поворотом деталі на кути 9° і 91° здійснити фрезерування паза.

Далі в пазах виконуються отвори $\varnothing 3\pm 0,1$ і $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм. Спосіб виконання отворів – свердління. Свердлять отвори $\varnothing 3\pm 0,5$ мм, наскрізь, витримуючи розмір $55\pm 0,1$ мм і кути 34° і 22° . Потім свердлять отвори $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм, наскрізь, витримуючи розмір $85\pm 0,25$ мм і кути 9° і 13° . При свердлінні головним рухом буде обертання свердла, поворот деталі – ділильний рух.

1.3 Розробка варіантів технології обробки деталі

1.3.1 Вибір схеми обробки деталі

Обробку пазів і отворів в деталі можна здійснювати різними способами. Розглянемо наступні способи обробки:

1. Обробляти ці поверхні на двох верстатах. Спочатку обробити пази шириною 3 мм і 10 мм, потім передати деталь на наступну операцію і обробити отвори діаметром $\varnothing 3\pm 0,1$ мм і $\varnothing 1,6\pm 0,06$ мм.

2. Обробку вести на одному верстаті з переустановленням різального інструменту (концентрація операцій).

З точки зору продуктивності найбільш прийнятливим є другий спосіб обробки. Перший спосіб обробки є неприйнятним, оскільки витрачається багато часу на транспортування, зняття і установку деталі.

За вартістю перший спосіб також поступається другому способу обробки. Другий спосіб дешевший, ніж перший, оскільки використовується один спеціальний верстат, а, отже, це краще чим декілька. Також другий спосіб краще першого тим, що обробка здійснюється за один установ деталі, при постійному базуванні.

Оскільки найбільш важливим показниками являються продуктивність і

точність, то вибираємо другий спосіб обробки.

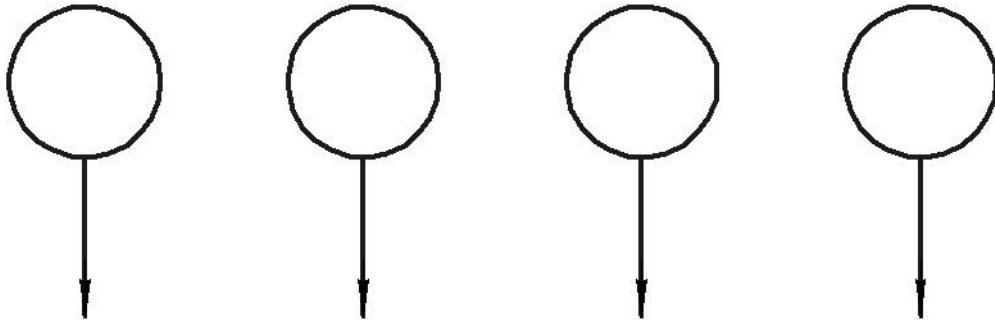


Рисунок 1.2 – Схема обробки першим способом.

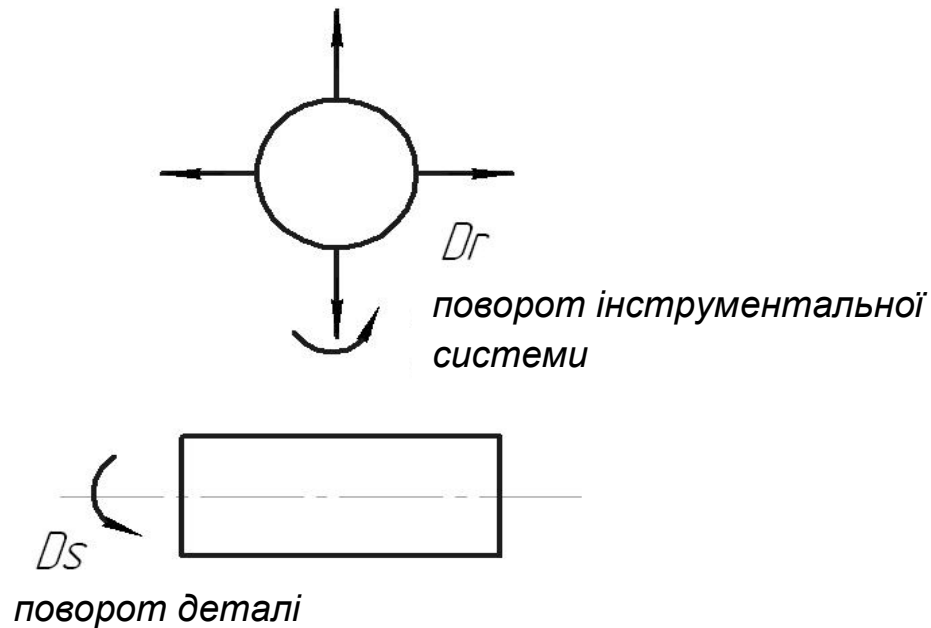


Рисунок 1.3 – Схема обробки другим способом.

1.3.2 Розрахунок режимів різання

Матеріал оброблюваної деталі латунь ЛС 59-1 ГОСТ494-90 з твердістю 80 НВ, заготовкою служить труба ГКРНПТ 40×10НД. Фрези мають наступні діаметри: Ø3 мм, Ø10 мм. Свердла: Ø3 мм, Ø1,6 мм. На основі цих даних розрахуємо режими різання.

Розрахунок проведемо для фрези Ø3 мм ($z=2$).

1. Глибина різання $t=3$ мм. Ширина фрезерування $B=1,2$ мм.
2. Подача на один зуб $s_z=0,006$ мм.
3. Матеріал різальної частини ВК6.

4. Стійкість інструменту $T=80$ хв.

5. Швидкість різання:

$$v = \frac{C_v D^q}{T^m t^x S_z^y B^u z^p} \cdot K_v, \quad (1.1)$$

де $K_v = K_{MV} K_{PV} K_{IV} = 0,7 \cdot 0,9 \cdot 2,7 = 1,7$

K_{PV} – коефіцієнт, що відображає стан поверхні заготовки;

K_{IV} – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструменту;

K_{MV} – коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу для мідних сплавів $K_{MV} = 0,7$.

$$v = \frac{46,7 \cdot 3^{0,45}}{80^{0,33} \cdot 3^{0,5} \cdot 0,006^{0,5} \cdot 1,2^{0,1} \cdot 2^{0,1}} \cdot 1,7 = 56,5 \text{ м / хв.}$$

6. Частота обертання шпинделя n , хв^{-1}

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (1.2)$$

де D – діаметр фрези, мм.

$$n = \frac{1000 \cdot 56,5}{3,14 \cdot 3} = 6000 \text{ хв}^{-1}.$$

Приймаємо стандартне значення $n = 6000 \text{ хв}^{-1}$.

Тоді дійсна швидкість різання буде рівна:

$$v_d = \frac{n \cdot \pi \cdot D}{1000}; \quad (1.3)$$

$$v_d = \frac{6000 \cdot 3,14 \cdot 3}{1000} = 56,5 \text{ м / хв.}$$

$$S_{xв} = \frac{l_p n_p}{k} = \frac{45 \cdot 0,428}{1,5} = 12,8 \text{ мм / хв.}$$

7. Окружна сила

$$P_z = \frac{10 C_p t^x S_z^y B^n z}{D^q n^w} K_{mp} \quad (1.4)$$

де K_{mp} – поправочний коефіцієнт на якість оброблюваного матеріалу.

$$P_z = \frac{10 \cdot 22,6 \cdot 3^{0,86} \cdot 0,006^{0,72} \cdot 1,2^1 \cdot 2}{3^{0,86} \cdot 6000^0} \cdot 1 = 13,6 \text{ Н.}$$

8. Потужність різання

$$N_e = \frac{P_z \nu}{1020 \cdot 60}; \quad (1.5)$$

$$N_e = \frac{13,6 \cdot 56,5}{1020 \cdot 60} = 0,0125 \text{ кВт.}$$

Для визначення загальної потужності різання і вибору двигуна розраховуємо потужність різання N_e інших фрез і свердел:

1. Для фрези діаметром $\varnothing 10$ мм ($z=3$):

- глибина різання $t=10$ мм. Ширина фрезерування $B = 1,6$ мм.

- швидкість різання:

$$\nu = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 10 \cdot 6000}{1000} = 188,5 \text{ м / хв.}$$

- окружна сила:

$$P_z = \frac{10 C_p t^x S_z^y B^n z}{D^q n^w} K_{mp} = \frac{10 \cdot 22,6 \cdot 10^{0,86} \cdot 0,08^{0,72} \cdot 1,6^1 \cdot 2}{10^{0,86} \cdot 6000^0} \cdot 1 = 120 \text{ Н.}$$

- потужність різання:

$$N_e = \frac{P_z \nu}{1020 \cdot 60} = \frac{120 \cdot 188,5}{1020 \cdot 60} = 0,37 \text{ кВт.}$$

2. Для свердла діаметром $\varnothing 3$ мм:

- глибина різання $t=0,5 \cdot D=0,5 \cdot 3=1,5$ мм;

-подача $s=0,15$ мм/об;

-стійкість інструменту $T=20$ хв;

-швидкість різання, м/хв:

$$\nu = \frac{C_v D^q}{T^m s^y} K_v = \frac{28,1 \cdot 3^{0,25} \cdot 0,63}{20^{0,125} \cdot 0,15^{0,55}} = 56,5 \text{ м / хв.}$$

Значень коефіцієнта C_v і показників степеня вибираємо по таблиці $C_v=28,1$; $q=0,25$; $y=0,55$; $m=0,125$.

$$K_v = K_{mv} K_{wv} K_{lv} = 0,7 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,63,$$

де K_{lv} – коефіцієнт, що враховує глибину свердління;

K_{uv} – коефіцієнт, що враховує якість матеріалу інструменту;

K_{mv} – коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу.

Крутильний момент і осьова сила:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p$$

$$P_o = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot s^y \cdot K_p$$

Значення коефіцієнтів C_M і C_p і показників степеня приймаємо згідно рекомендацій

$$M_{кр}: C_M=0,012; q=2; y=0,8.$$

$$P_o: C_p=31,5; q=1; y=0,8.$$

Значення коефіцієнта K_{mp} вибираємо по таблиці 10: $K_{mp}=2$.

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,012 \cdot 3^2 \cdot 0,15^{0,8} \cdot 2 = 0,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_o = 10 \cdot 31,5 \cdot 3^1 \cdot 0,15^{0,8} \cdot 2 = 441 \text{ Н}$$

Потужність різання:

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{0,5 \cdot 6000}{9750} = 0,31 \text{ кВт}$$

Частота обертання, хв^{-1} :

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 56,5}{3,14 \cdot 3} = 6000 \text{ хв}^{-1}$$

3. Для свердла діаметром $\varnothing 1,6$ мм:

- глибина різання $t=0,5 \cdot D=0,5 \cdot 1,6=0,8$ мм;

-подача $s=0,06$ мм/об;

-стійкість інструменту $T=20$ хв;

-швидкість різання, м/хв:

$$v = \frac{C_v D^q}{T^m s^y} K_v = \frac{28,1 \cdot 1,6^{0,25} \cdot 0,63}{20^{0,125} \cdot 0,06^{0,55}} = 64,3 \text{ м / хв}.$$

Крутильний момент і ось

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,012 \cdot 1,6^2 \cdot 0,06^{0,8} \cdot 2 = 0,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_o = 10 \cdot 31,5 \cdot 1,6^1 \cdot 0,06^{0,8} \cdot 2 = 106 \text{ Н}$$

Потужність різання:

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{0,08 \cdot 6000}{9750} = 0,05 \text{ кВт}.$$

Таким чином, загальна потужність різання складе:

$$\Sigma N = 0,013 + 0,37 + 0,31 + 0,05 = 0,74 \text{ кВт}.$$

Для вибору електродвигуна визначимо його номінальну потужність:

$$P = \frac{P_{p \max}}{\lambda \cdot \eta'} \quad (1.6)$$

де $P_{p \max} = \Sigma N$ – максимальна потужність різання в циклі роботи верстата, кВт;

η' – ККД приводу (приймаємо 0,8);

$\lambda = 1,1$ – коефіцієнт перевантаження.

$$P = \frac{0,37}{1,1 \cdot 0,8} = 0,42 \text{ кВт},$$

По розрахованій номінальній потужності вибираємо наступний асинхронний електродвигун: 4АХ8А6У3 з номінальною потужністю 0,75 кВт, з номінальною частотою обертання 915 хв⁻¹.

1.3 Циклограма роботи верстата

Зробимо розрахунок часу основного і допоміжного.

Час на установку і зняття деталі в спеціальне пристосування з гідравлічним затиском 0,13 хв. Час на включення і виключення верстата, на відпочинок і потреби в сумі дорівнюватиме 0,13 хв.

Розрахуємо основний час обробки для технологічного процесу:

$$T_0 = \frac{L_{PX1}}{n \cdot S_0} + \frac{L_{PX2}}{n \cdot S_0} + t_1 + t_2 + t_3 \quad (1.11)$$

де L_{PX} – довжина робочого ходу, мм;

n – частота обертання, хв^{-1} ;

S_0 – подача, мм/об.

t_1 – час установки деталі, хв. ;

t_2 – час витримки на упорі, хв. ;

t_3 – час на прискорені переміщення, хв.

$$T_0 = \frac{7,5}{6000 \cdot 0,012} + \frac{14}{6000 \cdot 0,08} + \frac{21}{6000 \cdot 0,08} + \frac{4 \cdot 4}{6000 \cdot 0,15} + \frac{8 \cdot 4}{6000 \cdot 0,15} + 0,258 + 0,2 + 0,13 = 0,984 \text{ хв}$$

$$T_0 = 0,984 \text{ хв}$$

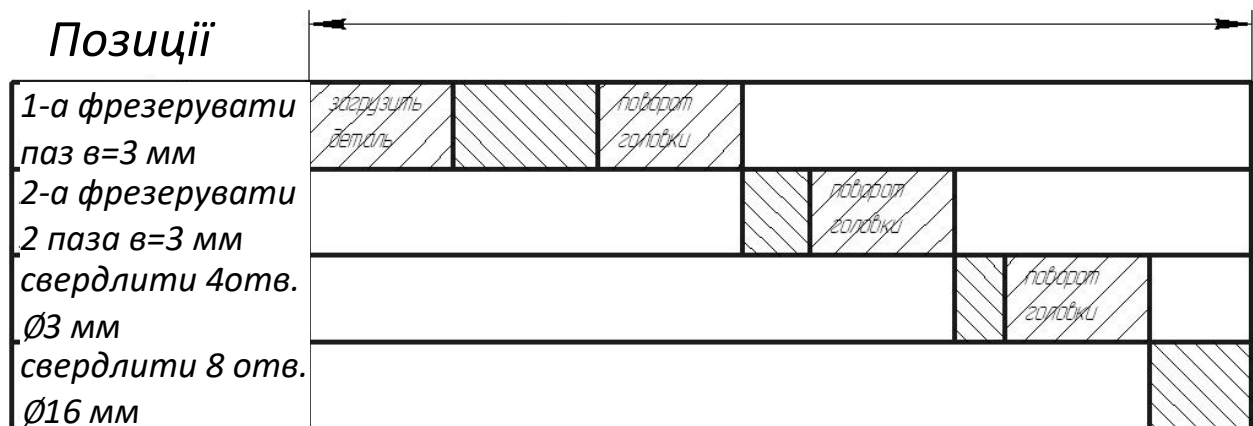


Рисунок 1.4 Циклограма роботи верстата

1.4 Розробка компоновки верстата

Розглянемо наступні варіанти конструктивної схеми верстата:

1. Привід головного руху для кожного шпинделя, кругова подача деталі, подовжня і поперечна подача супорта;

2. Загальний привід головного руху для чотирьох шпинделів, кругова подача деталі, подовжня і поперечна подачі супорта.

З точки зору простоти конструкції і простоти проектування найбільш відповідним варіантом конструктивної схеми є перший, оскільки немає необхідності проектувати складний привід головного руху, але застосування першого варіанту приведе до збільшення габаритів верстата і витрати

електроенергії, а, отже, до високої вартості верстата. Використання другого варіанту ускладнює проектування верстата, оскільки необхідно застосовувати механізм повороту револьверної бабки. По точності обробки підходить перший і другий варіанти, але, оскільки точність обробки потрібна не висока, то цей показник можна не враховувати. Таким чином, виходячи з вище за сказане, можна зробити висновок, що другий варіант конструктивної схеми верстата є найбільш відповідним. Ця схема компактна по конструкції, нижче за вартістю.

Таким чином, виходячи з перелічених вище рішень, можна зробити опис компоновки верстата. Верстат, що розробляється, є спеціальним 4-х шпindelним із загальним приводом головного руху для чотирьох шпindelів. Револьверна бабка розташовуватиметься на горизонтальному хрестовому супорті, який за допомогою приводу подач здійснюватиме подовжню і поперечну подачу. Кругова подача деталі здійснюватиметься передньою бабкою, яка обертаючись разом з деталлю, допоможе здійснити фрезерування пазів і свердління отворів по колу. Деталь в пристосуванні розташовуватиметься горизонтально.

Таблиця 1.1 – Порівняння варіантів компоновання верстата

Параметри	Варіант 1	Варіант 2
Маса верстата	-	+
Площа верстата	+	-
Точність обробки	+	+
Громіздкість конструкції	-	+

Вибір компоновки приводу головного руху.

Приймаємо наступні параметри:

- моноблочний, тобто головний рух забезпечується одним блоком;
- середня потужність механізму (до 5 кВт);
- по кількості робочих органів: багатошпindelний (4-х шпindelний);
- компоновка приводу: із заднім розташуванням;
- тип двигуна: електричний змінного струму;

- вид передатного механізму: зубчастий (менші габарити);

Вибір компоновки приводу подач.

Приймаємо наступні параметри:

- по осьовій силі: середній;

- по довжині ходу: середній;

- конструкція механізму: з рухливим корпусом;

- тип приводу подач: зубчастий;

- вид приводу подач: гвинтовий.

2 ПРОЕКТУВАННЯ ІНСТРУМЕНТАЛЬНОЇ СИСТЕМИ

Зниження зносу і підвищення періоду стійкості різального інструменту при обробці матеріалів, особливо важкооброблюваних, є найбільш важливими напрямками розвитку інструментальних систем верстатів, в першу чергу в автоматизованому виробництві і на верстатах з програмним управлінням. При проектуванні інструментальної системи розглядають можливість швидкозмінності інструменту, застосування фасонного інструменту при обробці поверхонь складної конфігурації, використання нових інструментальних матеріалів (швидкорізальні сталі підвищеної зносостійкості, безвольфрамкові тверді сплави, мінералокераміка, надтверді матеріали на основі кубічного нітриду бору та ін.). Усі напрями розвитку інструментальних систем верстатів ведуть до підвищення продуктивності і якості оброблюваної поверхні.

2.1 Вибір конструкції

На проектуваному верстаті робиться фрезерування пазів і свердління отворів, тому в якості різального інструменту приймаємо кінцеві фрези і свердла.

На цьому верстаті необхідно обробити відразу декілька поверхонь різних розмірів, для цього використовуємо дві кінцеві фрези і два свердла з твердого сплаву.

В якості матеріалу різальної частини для обробки приймаємо твердий сплав ВК .

Твердий сплав дозволяє вести обробку важкооброблюваних матеріалів зі швидкостями, що у декілька разів перевищують швидкості обробки швидкорізальними інструментами, і тим самим забезпечують значне підвищення продуктивності обробки. Вибраний матеріал відноситься до однокарбідних сплавів групи ВК: ВК3, ВК4, ВК6, ВК8, ВК10, ВК15. Ці сплави складаються із зерен карбіду вольфраму, зцементованих кобальтом. У марці

сплавів цифра показує відсотковий вміст кобальту: сплав ВК6 містить у своєму складі 94 % карбиду вольфраму і 6 % кобальту. При виборі марки твердого сплаву враховують вміст кобальту, який зумовлює його міцність. Для напівчистових робіт і чорнової обробки з відносно рівномірним перерізом шару, що зрізується, застосовуються сплави ВК4, ВК6. Сплави групи ВК мають більшу міцність, чим сплави інших груп, добре витримують ударні і змінні навантаження. З пластифікованих заготовок сплаву ВК6 отримують цілісні інструменти.

Для обробки шпонкового паза шириною $v=3\pm 0,25$ мм вибираємо цілісну твердосплавну шпонкову фрезу $\varnothing 3,2_{-0,048}$ мм.

Таблиця 2.1 – Фізико-механічні властивості твердого сплаву ВК6

σ_i , МПа не менше	ρ , кг/м ³	HRA, не менше
1666	13100-13500	87

Для обробки паза шириною $v=10+0,58$ мм вибираємо кінцеву твердосплавну фрезу $\varnothing 10_{-0,07}$ мм. Граничні відхилення не повинні перевищувати: зовнішній діаметр – Js12, хвостовій частині – h8.

Для обробки отворів вибираємо свердла спіральні цілісні з циліндричним хвостовиком $\varnothing 3$ і $\varnothing 1,6$ мм.

2.2 Налаштування інструменту на розмір

Різальним інструментом є фрези $\varnothing 3,2_{-0,048}$ мм, $\varnothing 10_{-0,07}$ мм і свердла $\varnothing 3_{-0,01}$ і $\varnothing 1,6_{-0,01}$ мм, які закріплені в револьверній бабці горизонтального хрестового супорта. У першому шпинделі закріплена фреза $\varnothing 3,2_{-0,048}$ мм, фреза вставляється в оправку з внутрішнім отвором $\varnothing 6$ мм, оправка, у свою чергу заводиться у внутрішній отвір шпинделя $\varnothing 16$ H7/g6 і прикручується довгим гвинтом М6. На оправці виконаний зріз, а в шпинделі два отвори з різьбленням

в які укручують гвинти, що упираються в зріз тим самим фіксуючи положення оправки в шпинделі. При налаштуванні фрези на розмір виліт шпинделя відносно планшайби 50 мм, виліт оправки з шпинделя 21 мм, виліт фрези 7 мм. В другому шпинделі закріплена фреза $\text{Ø}10_{-0,07}$ мм, фреза кріпиться аналогічно фрезі $\text{Ø}3,2_{-0,048}$ мм. Внутрішній отвір шпинделя має $\text{Ø}25$ H7/g6, гвинт різьби M8. Виліт шпинделя 60 мм, виліт оправки з шпинделя 35 мм, виліт фрези 15 мм.

2.3 Принцип роботи приспособлення

В якості приладу для розмірного налаштування інструменту на розмір використовуємо оптичний прилад моделі БВ-2015 з окулярним методом візування, який призначений для верстатів свердлильної і фрезерної груп. Установка координат на приладі робиться по шкалах і відлікових мікроскопах. Пристрій (див. креслення) складається з литої основи 1, в якому розміщені шпиндель 4 і грубого 11 і точного 12 переміщень вертикальної каретки. Фіксатор 3 виключає поворот шпинделя 4 під час затягування інструменту маховиком 2. На верхній площині кріпиться стійка 9 з вертикальною 10 і горизонтальною 8 каретками. Вертикальна каретка переміщається по прямокутним направляючим за допомогою ходового гвинта з кроком 4 мм. На вертикальній каретці знаходяться прямокутні направляючі, по яких переміщається горизонтальна каретка.

Установка приладу на заданий розмір здійснюється таким чином. Маховиком грубого переміщення 11 встановлюють попередній розмір, користуючись шкалою лінійки 13. Потім за допомогою маховика точного переміщення 12 точно встановлюють необхідний розмір, користуючись відліковим пристроєм.

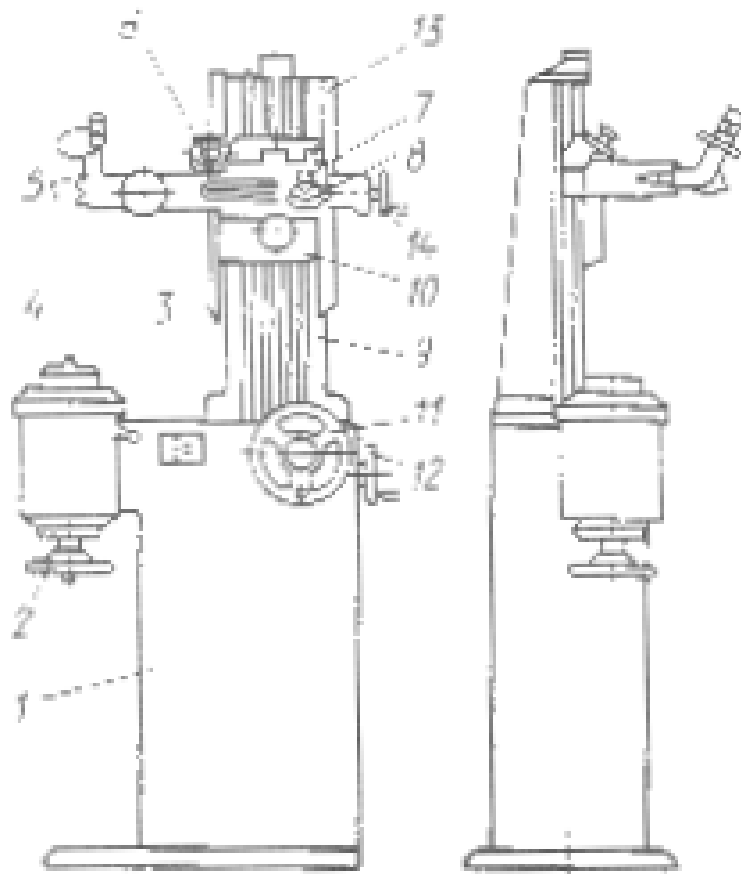


Рисунок 2.1 – Прилад для розмірного налаштування інструменту мод. БВ-2015

Технічна характеристика приладу.

Діаметр інструменту, що наструюється, мм.....	0-300
Виліт інструменту, що наструюється, мм	70-400
Збільшення візирного мікроскопа, крат.....	30
Лінійне поле зору мікроскопа, мм.....	7,0
Робоча відстань мікроскопа, мм.....	60
Ціна ділення індикатора, мм.....	0,001
Ціна ділення відлікового пристрою, мм:	
по діаметру.....	0,001
по вильоту.....	0,01
Габаритні розміри, мм.....	740×440×530

3 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ПЕРЕДНЬОЇ БАБКИ

3.1 Вибір структури приводу

Для того, щоб вибрати оптимальну кінематичну структуру приводу розглянемо три варіанти представлених на рис. 3.1:

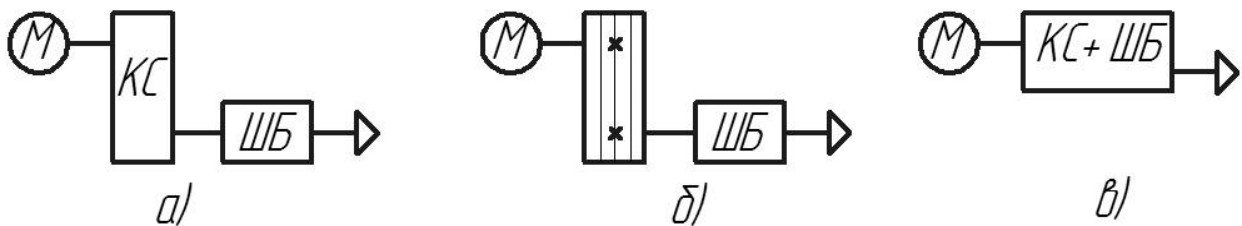


Рисунок 3.1 – Види кінематичних структур приводу

- а) розділена структура від електродвигуна через зубчасті колеса до передньої бабки;
- б) розділена структура від електродвигуна через ремінну передачу до передньої бабки;
- в) поєднана структура від електродвигуна через зубчасті колеса до передньої бабки.

Розглянемо особливості конструкції поєднаного і розділеного приводів.

Поєднаний привід виконується у вигляді комплексу коробки швидкостей і шпиндельного вузла, що поміщаються в загальний корпус. Така конструкція компактна, але часто має незадовільні динамічні характеристики і теплостійкість, оскільки коливання і теплота, що виділяється в передачі, передаються на шпиндель.

Розділений привід складається з коробки швидкостей і шпиндельної бабки, що виконуються в різних корпусах. Коливання, що виникають в передачі, на шпиндельний вузол не передаються.

Тепер розглянемо особливості ремінної і зубчастої передач.

При ремінній передачі електродвигун може бути розміщений як в нижній

частині верстата, що сприяє зменшенню вібрацій, так і у безпосередній близькості від робочого органу. Для зменшення деформацій ведучого валу останній, у ряді випадків, розвантажують від зусиль натягнення ремінної передачі. Ведений шків монтується на підшипниках на втулці, прикріпленій до корпусу, яка і сприймає натягнення ремінної передачі. Обертання від шківа передається валу через фланець.

При зубчастій передачі ведуча шестерня закріплюється безпосередньо на кінці валу електродвигуна. Недоліком такого варіанту є можливе перевантаження підшипника електродвигуна при малому діаметрі шестерні.

При безпосередньому з'єднанні валу електродвигуна з ведучим валом механічної передачі можливе застосування різних муфт. Простим методом з'єднання є використання в якості з'єднувальної муфти кінця ведучого валу, в отвір якого входить вал електродвигуна. Деяким недоліком подібного з'єднання є трудомісткість забезпечення строгої співвісності валів, необхідної в даному випадку.

Розглянемо окремо кожен з даних структур приводу:

1) Розділена структура від електродвигуна через зубчасті колеса до шпиндельної бабки:

Переваги:

- велика точність;
- високий ККД;
- передача великого крутильного моменту;

Недоліки:

- великі габарити;
- велика маса;

2) Розділена структура від електродвигуна через ремінну передачу до шпиндельної бабки:

Переваги:

- висока точність;
- високий ККД;

- динамічні характеристики двигуна йдуть із зони шпинделя;
- немає передачі вібрації від коробки швидкостей до шпинделя;
- немає передачі теплоти від коробки швидкостей до шпинделя;

Недоліки:

- високі габарити;
- висока маса;

3) Поєднана структура від електродвигуна через зубчасті колеса до шпиндельної бабки:

Переваги:

- високий ККД;
- мінімальна матеріаломісткість;
- компактні габаритні розміри;
- мала масу;

Недоліки:

- невисока точність;
- динамічні характеристики двигуна знаходяться в зоні шпинделя;
- передача вібрації від коробки швидкостей до шпинделя;
- передача теплоти від коробки швидкостей до шпинделя.

По проведеному аналізу складемо таблицю 3.1.

З усіх представлених варіантів найбільш прийнятною є схема представлена на рис. 3.1б.

У проектуваному верстаті не потрібно великий діапазон регулювання, оскільки бабка виконуватиме роль приводу кругової подачі і ділильного механізму.

Не потрібно передачу великого крутильного моменту.

Використовується розділений привід, тому що потрібні хороші динамічні характеристики і теплостійкість. Зручність регулювання.

Таблиця 3.1 – Оцінка структур приводів

Параметри	Варіант		
	А	Б	В
Технологічні:			
-компактність	+	-	+
-ремонтпридатність	+	+	+
-простота виготовлення	+	+	+
Точнісні:			
-жорсткість	+	+	-
-вібростійка	-	+	-
-теплостійкість	-	+	-
Економічні:			
-матеріаломісткість	-	-	+
-продуктивність	+	+	-
Разом:	5 «+»	6 «+»	4«+»

3.2 Визначення технічних характеристик

Визначимо крутильний момент на передній бабці, який необхідно здолати двигуну.

Крутильний момент:

$$T = P_z \cdot h_{pz} \cdot k, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (3.1)$$

де P_z – сила створювана на фрезі, Н;

h_{pz} – плече дії сили P_z , мм;

k – коефіцієнт, що враховує можливі перевантаження і силу тертя, $k = 2$.

$$T = 120 \cdot 17,125 \cdot 2 = 4,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

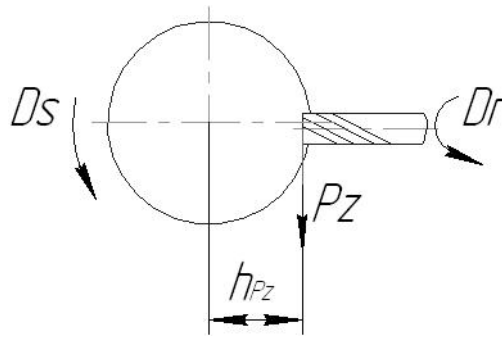


Рисунок 3.2 – Визначення крутильного моменту

3.3 Вибір електродвигуна

Виходячи з певного крутильного моменту, враховуючи можливі перевантаження і силу тертя в шпинделі, вибираємо двигун постійного струму 2ПБВ100М. Двигун має наступні характеристики:

- номінальний момент двигуна 7,5 Н·м;
- максимальний момент двигуна 70 Н·м;
- максимальна частота обертання двигуна 2500 хв⁻¹.

Двигун 2ПБВ100М зі збудженням від постійних магнітів, зі вбудованим вимірювальним перетворювачем швидкості обертання, забезпечений вимірювальним перетворювачем кута повороту і гальмом.

3.4 Розрахунок шпиндельного вузла

3.4.1 Розрахунок шпиндельного вузла на міцність

Раніше визначений крутильний момент $T=4,1$, Н·м на шпинделі.

Для визначення реакцій в підшипниках розглядатимемо шпиндель, як балку, навантажену силами, діючими на колеса.

$$l_1 = 70,65 \text{ мм}; l_2 = 167,75 \text{ мм}; l_3 = 147,25 \text{ мм}.$$

Визначимо сили, діючі в зубчастому зачепленні.

Окружна сила на ділільному циліндрі в торцевому перерізі:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_2}, \quad (3.2)$$

де d_2 – ділильний діаметр колеса, мм.

Радіальна сила:

$$F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.3)$$

де α – кут початкового контуру, $\alpha=20^\circ$.

Підставивши чисельні значення у формули 3.2-3.3, отримаємо:

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 4,1}{31,5} = 260,3 \text{ Н},$$

$$F_{r_2} = 260,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 94,7 \text{ Н},$$

Визначимо сили, діючі на шпindelю і реакції в опорах.

За допомогою рівняння моментів визначимо реакції в опорах:

а) в площині XOZ: $l_1=70,65$ мм; $l_2=167,75$ мм; $l_3=147,25$ мм.

$$\Sigma M_A = 0; -R_B^x l_2 - F_r (l_1 + l_2) = 0; \quad (3.4)$$

$$R_B^x = \frac{-F_r (l_1 + l_2)}{l_2} = \frac{-47,5 \cdot (70,65 + 167,75)}{167,75} = -67,5 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; R_A^x l_2 - F_r l_1 = 0; \quad (3.5)$$

$$R_A^x = \frac{F_r l_1}{l_2} = \frac{47,5 \cdot 70,65}{167,75} = 20 \text{ Н}.$$

Перевірка: $R_A^x + F_r - R_B^x = 47,5 + 20 - 67,5 = 0$

б) в площині YOZ врахуємо дію сили P_z , як найгірший випадок

$$\Sigma M_A = 0; F_t (l_1 + l_2) - R_B^y l_2 - P_z l_3 = 0; \quad (3.6)$$

$$R_B^y = \frac{F_t (l_1 + l_2) - P_z l_3}{l_2} = \frac{130,5 \cdot (70,65 + 167,75) - 120 \cdot 147,25}{167,75} = 80,4 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B = 0; R_A^y l_2 + F_t l_1 - P_z l_3 = 0; \quad (3.7)$$

$$R_A^y = \frac{-F_t l_1 + P_z (l_3 + l_2)}{l_2} = \frac{-130,5 \cdot 70,65 + 120 \cdot (167,75 + 147,25)}{167,75} = 170,4 \text{ Н}.$$

Перевірка: $R_A^y + F_{r2} - R_B^y = 130,5 - 170,4 - 80,4 + 120 = 0$

в) сумарні радіальні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2} = \sqrt{20^2 + 170,4^2} = 171,56 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^x)^2 + (R_B^y)^2} = \sqrt{67,5^2 + 80,4^2} = 105 \text{ Н}.$$

Побудуємо епюри моментів, для цього визначимо значення згинальних моментів в характерних перерізах:

а) площина YOZ

переріз в точці D:

$$M_D^x = R_A^x \cdot l_2 = 20 \cdot 167,75 \cdot 10^{-3} = 3,35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) площина YOZ

переріз в точці D:

$$M_D^y = R_A^y \cdot l_2 = 170,4 \cdot 167,75 \cdot 10^{-3} = 28,58 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

переріз в точці A:

$$M_D^y = P_Z \cdot l_3 = 120 \cdot 147,25 \cdot 10^{-3} = 17,67 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Визначимо результуючий момент в перерізі D:

$$M_D = \sqrt{M_D^{x2} + M_D^{y2}} = \sqrt{3,35^2 + 28,58^2} = 28,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Визначимо діаметр шпинделя по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}, \quad (3.8)$$

де $T=4,1$ – крутильний момент на шпинделі, Н·м;

$[\tau]$ – допустима напруга зрізу, МПа.

$$[\tau] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T, \quad (3.9)$$

де $\sigma_T=650$ МПа – межа текучості матеріалу шпинделя;

$$[\tau] = 0,2 \cdot 340 = 68 \text{ МПа}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{4,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 140}} = 5,3 \text{ мм},$$

Прийнятий діаметр шпинделя $d = 55$ мм більший за розрахунковий, що

забезпечує необхідну міцність.

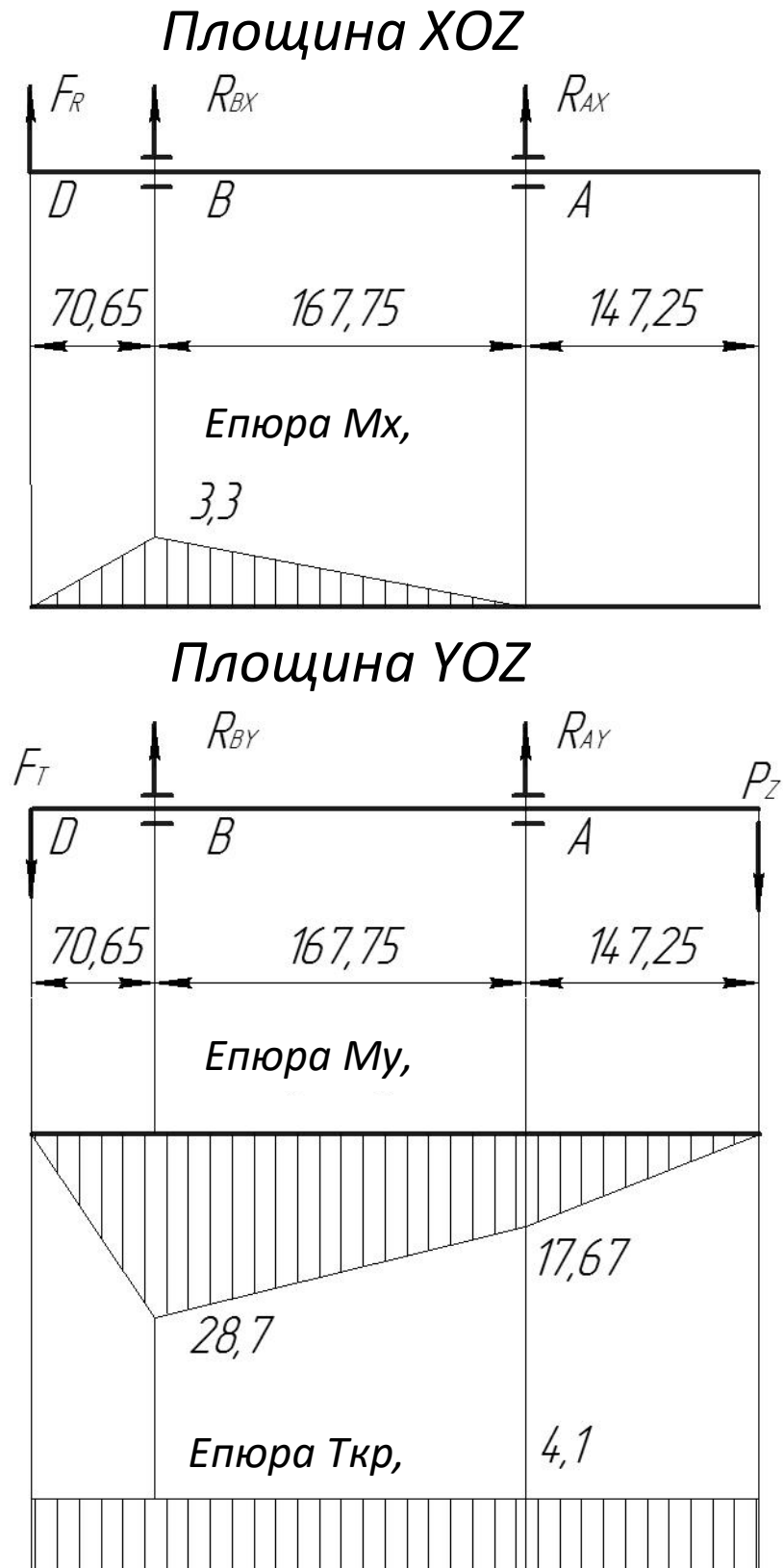


Рисунок 3.3 – Епюри моментів в площині XOZ і YOZ

3.5 Обґрунтування вибору підшипників

Вимоги до шпиндельного вузла:

- забезпечити точність траєкторії руху;
- шпиндельний вузол повинен мати досить високу жорсткість;
- ШВ повинен забезпечувати вібростійкість;
- власні коливання мають бути не менше 20 Гц;
- ШВ повинен забезпечувати розрахункові параметри;
- за умовою забезпечення довговічності $L_h > 10 \cdot 10^3$ годин приймаємо ШВ

на опорах кочення.

Конструкція шпиндельного вузла залежить від коефіцієнта швидкохідності, який визначається по формулі:

$$K_{\bar{\sigma}} = n_{\max} \cdot d_m ,$$

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) ;$$

де d – діаметр отвору підшипника,

D – зовнішній діаметр підшипника,

n_{\max} – найбільша частота обертання шпинделя,

$$d_m = 0,5 \cdot (d + D) = 0,5 \cdot (50 + 90) = 70 \text{ мм} ;$$

$$K_{\bar{\sigma}} = n_{\max} \cdot d_m = 1000 \cdot 70 = 7 \cdot 10^4 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} .$$

Необхідно враховувати навантаження, які припадають на зубчасте колесо на шпинделі, сили, які діють на підшипник, не повинні перевищувати допустимого значення.

Розглянемо декілька варіантів компоновки шпиндельних вузлів.

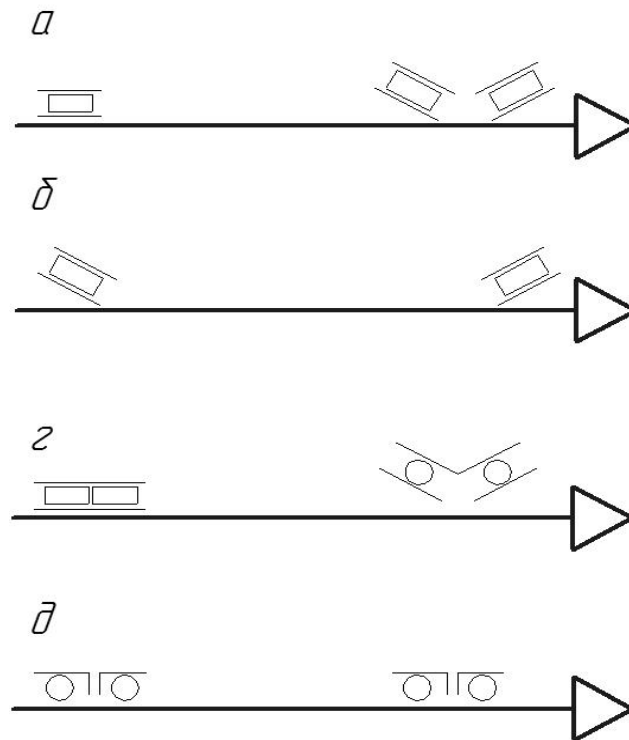


Рисунок 3.4 – Варіанти компоновання шпиндельних вузлів

Шпиндельний вузол з двома роликівими радіально-упорними підшипниками типу 7211 в передній опорі і роликівим радіальним з трьома бортами підшипником, виконання 012000.

У передній опорі стоять два роликіві радіально-упорні підшипники типу 7211, які призначені для сприйняття радіальних і осьових навантажень. Мають малий кут конуса доріжок кочення, завдяки чому знижується тиск роликів на борт внутрішнього кільця і підвищується радіальна жорсткість. Підшипники призначені для установки в передній опорі шпинделя.

У задній опорі шпинделя встановлений роликівий радіальний з трьома бортами підшипник, виконання 012000. Підшипник призначений для сприйняття тільки радіального навантаження. Підшипники застосовуються в шпиндельних вузлах, призначених для роботи при великих радіальних навантаженнях і середніх частотах обертання.

Другий варіант компоновки використовується для легких і середніх токарних, фрезерних, шліфувальних верстатів для великосерійного виробництва.

Третій варіант використовується для середніх і важких токарних, розточувальних, фрезерних, шліфувальних верстатів для усіх видів виробництв. У задній і передній опорах встановлені дворядні роликові підшипники з короткими циліндричними роликами, які призначені для сприйняття великих радіальних навантажень.

Четвертий варіант компоновки використовують для шліфувальних, обробно-розточувальних верстатів. У цій компоновці застосовуються радіально-упорні шарикопідшипники, які застосовують при малому або середньому навантаженні на шпиндель і високій частоті обертання.

Таким чином вибираємо варіант компоновки.

Найбільш оптимальним для нашого верстата є перший варіант, який представлений на рис. 3.5.



Рисунок 3.5 – Компонування шпиндельного вузла

У опорах використовуємо підшипники:

-роликові радіально-упорні: 7211 (2 шт.);

- роликовий радіальний з трьома бортами: виконання 012000 (1 шт.).

Параметри підшипника в передній опорі.

Розміри підшипника: $d = 55$ мм, $D = 100$ мм, $B = 27,7$ мм.

Вантажопідйомність: динамічна $C_r = 65$ кН, статична $C_{ro} = 46$ кН.

Параметри підшипника в задній опорі.

Розміри підшипника: $d = 50$ мм, $D = 90$ мм, $B = 20$ мм.

Вантажопідйомність: динамічна $C_r = 45,7$ кН, статична $C_{ro} = 27,5$ кН.

3.6 Розрахунок шпindelного вузла на жорсткість

3.6.1 Розрахунок жорсткості опор шпindelного вузла

Радіальна жорсткість опори визначається:

$$j_r = 7300 \cdot l^{0,8} \cdot z^{0,9} \cdot F_a^{0,1} \cdot \cos^2 \alpha \cdot \sin^{-0,1} \alpha, \text{ Н / мм} \quad (3.10)$$

де l – ефективна довжина ролика, мм;

α – кут нахилу осі роликів;

F_a – осьове навантаження, Н ($F_a=130,5$ Н);

z – число тіл кочення в підшипнику ($z=12$);

$$j_r = 7300 \cdot 20^{0,8} \cdot 24^{0,9} \cdot 130^{0,1} \cdot \cos^2 12 \cdot \sin^{-0,1} 12 = 1317,7 \text{ Н / мм}$$

3.6.2 Розрахунок загальної жорсткості шпindelного вузла

Розрахунок полягає у визначенні пружного переміщення шпindelа в перерізі його переднього кінця, для якого робиться стандартна перевірка шпindelного вузла на міцність.

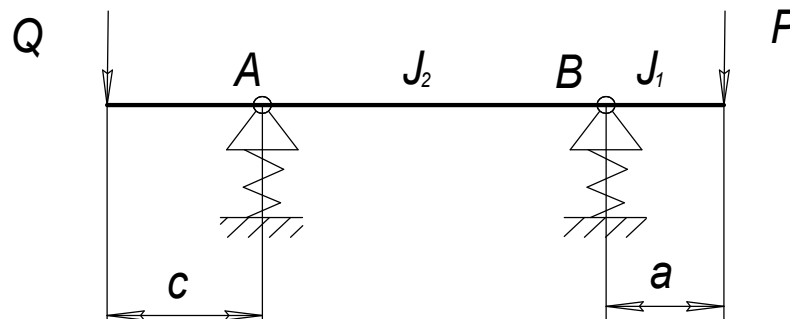


Рисунок 3.6 Схема до розрахунку шпindelного вузла на жорсткість.

Приводний елемент розташований на задній консолі на відстані C від задньої опори. Переміщення переднього кінця шпindelа з урахуванням затискаючого моменту в передній опорі.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 = \frac{Pa^2}{3E} \left[\frac{a}{I_1} + \frac{l(1-\epsilon)}{I_2} \right] + \frac{Qlac(1-\epsilon)}{6EI_2} + P \left\{ \frac{1}{j_A} \left[\frac{l+a(1-\epsilon)}{l} \right]^2 + \frac{a^2(1-\epsilon)}{j_B l^2} \right\} - Q(1-\epsilon) \left[\frac{(l+a)c}{j_A l^2} + \frac{(l+c)a}{j_B l^2} \right]; \quad (3.11)$$

де $l=0,157$ м – відстань між передньою А і задньою В опорами шпинделя;

$a=0,136$ м – виліт переднього кінця шпинделя;

$c=0,072$ м – відстань від приводного елемента до задньої опори;

J_1 – середнє значення осевого моменту інерції перерізу консолі;

J_2 – середнє значення осевого моменту інерції перерізу шпинделя в

прольоті між опорами;

$E=2,1 \cdot 10^{11}$ МПа – модуль пружності матеріалу шпинделя;

$\epsilon=0,5$ – коефіцієнт затискання в передній опорі;

$j_A=1,31$ кН/мкм – радіальна жорсткість передньої опори;

$j_B=0,33$ кН/мкм – радіальна жорсткість задньої опори;

$P=120$ Н – сила різання;

$Q=260$ Н – сила на приводному елементі.

$$J_1 = \frac{\pi(d_u^4 - d_0^4)}{64}; \quad (3.12)$$

$$J_1 = \frac{3,14 \cdot (100^4 - 50^4)}{64} = 0,045 \cdot 10^8 \text{ мм}^4;$$

$$J_2 = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (3.13)$$

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot 50^4}{64} = 0,003 \cdot 10^8 \text{ мм}^4.$$

$$\delta = \frac{120 \cdot 0,136^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}} \left[\frac{0,136}{0,045 \cdot 10^{-8}} + \frac{0,42(1-0,5)}{0,003 \cdot 10^{-8}} \right] + \frac{260 \cdot 0,42 \cdot 0,136 \cdot 0,072(1-0,5)}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,003 \cdot 10^{-8}} + 120 \left\{ \frac{1}{1,31 \cdot 10^9} \left[\frac{0,42 + 0,136(1-0,5)}{0,42} \right]^2 + \frac{0,136^2(1-0,5)}{0,33 \cdot 10^9 \cdot 0,42^2} \right\} - 260(1-0,5) \left[\frac{(0,42 + 0,136)0,072}{1,31 \cdot 10^9 \cdot 0,42^2} + \frac{(0,42 + 0,072)0,136}{0,33 \cdot 10^9 \cdot 0,42^2} \right] = 1,8 \text{ мкм}.$$

Допустиме переміщення переднього кінця шпинделя:

$$[\delta] = (1 \dots 2) \cdot 10^{-4} \cdot l = 2 \cdot 10^{-4} \cdot 420 = 0,084 \text{ мм} = 84 \text{ мкм}$$

$$\delta < [\delta], \quad 1,8 \text{ мкм} < 84 \text{ мкм}.$$

Умова виконується.

3.7 Обґрунтування методу і системи мащення шпиндельних опор

Методи мащення багато в чому визначають надійність роботи шпиндельного вузла. Для підшипників кочення застосовують рідкий або пластичний мастильний матеріал. Пластичні мастильні матеріали застосовуються в шпиндельних вузлах при відносно низьких частотах обертання і невеликому нагріві вузла. Рідкі мастильні масла добре відводять теплоту від шпиндельних опор, відносять з підшипників продукти зношування, роблять непотрібним періодичний нагляд за підшипниками, застосовуються при високих частотах обертання і навантаженнях.

Оскільки в нашому випадку частоти обертання досить низькі і нагрів опор незначний, то змазування пластичними матеріалами найприйнятніше.

Слід враховувати, що зайвий мастильний матеріал в опорі викликає її підвищений нагрів, тому об'єм матеріалу в опорі не повинен перевищувати необхідного мінімуму.

Об'єм масла, яке має бути закладене в опору:

$$Q = d_m B k, \text{ см}^3, \quad (3.11)$$

де d_m – середній діаметр підшипника, мм;

B – ширина підшипника, мм;

k – коефіцієнт, рівний 0,01.

$$Q = 7,75 \cdot 2,27 \cdot 0,01 = 0,176 \text{ см}^3.$$

Періодично в опору необхідно вводити додаткові об'єми мастила:

$$Q = D B k_1, \text{ см}^3 \quad (3.12)$$

де D – зовнішній діаметр підшипника, мм;

B – ширина підшипника, мм;

k_l – коефіцієнт, рівний 0,01.

$$Q = 10 \cdot 2,27 \cdot 0,004 = 0,1 \text{ , см}^3$$

Термін заміни масла 1400 годин.

В якості мастильного матеріалу використовуємо мастило літол 24. Літол 24 має наступні властивості:

- динамічна в'язкість при 50°C: 8 Па·с;
- динамічна в'язкість при 0°C: 280 Па·с;
- динамічна в'язкість при - 20°C: 650 Па·с;
- температурний діапазон застосування: - 40°...120°C.

У опори мастило буде заповнятися під тиском.

4 РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ СУПОРТА

Горизонтально-хрестовий супорт складається з (див. креслення) рухливої плити 1, званою столом, нерухомих салазок 3 і приводу 2. На столі встановлюється револьверна бабка. Цикл роботи супорта включає подовжнє і поперечне переміщення револьверної бабки. Основним параметром супорта є ширина салазок B . З нею пов'язано максимальне зусилля подачі P , що допускається приводом, швидкість рухів v_0 , швидкість робочої подачі S_{min} і S_{max} .

Основні розміри силового столу стандартизовані. Силовий стіл оснащений електромеханічним приводом. Електромеханічний привід створений на базі високомоментного двигуна постійного струму з безступінчатим регулюванням частоти обертання. У верстаті використовують направляючі кочення для яких характерна низька сила тертя і її незалежність від швидкості робочого органу, завдяки чому досягається рівномірність повільних рухів, зниження потужності приводу і висока точність позиціонування. Для направляючих кочення характерна висока довговічність, при хорошому захисті на порядок вище чим без. В якості тягового механізму в електромеханічному приводі застосовується гвинтова передача кочення. Гвинтова передача кочення має високу довговічність і забезпечує стабільність подачі, підвищену стійкість різальних інструментів. Силовий стіл має чавунні направляючі ковзання, виконаний за одно з салазками, обоє направляючі плоскі 4 і 3. Змазування направляючих робиться від централізованої мастильної системи. Передня і задня частина направляючих захищається скребками.

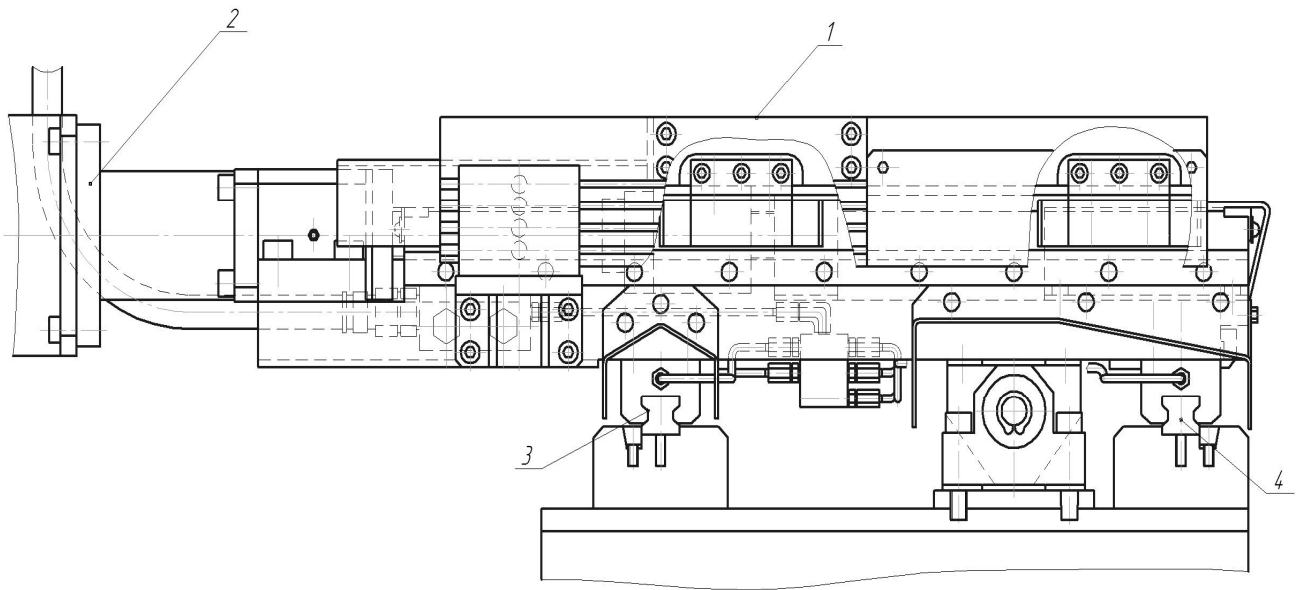


Рисунок 4.1 – Супорт.

4.1 Вибір типу і форми направляючих

Направляючі повинні забезпечувати точність переміщення, руху або положення робочого органу верстата, бути жорсткими, довговічними, мати хороші демпфуючі властивості.

На проєктованому верстаті використовуються направляючі комбінованого типу, оскільки при використанні однієї направляючої станеться перекидання столу. Направляючі комбінованого типу зберігають переваги тих форм, з яких вони складаються. В якості варіантів розглянемо два типи комбінованих направляючих: дві прямокутні направляючі; одна прямокутна, інша трикутна направляюча.

Прямокутні направляючі прості за формою, технологічні при виготовленні і зборці. На горизонтальній несучій грані добре утримується мастильний матеріал. Для регулювання проміжків потрібно планки або клини.

При використанні трикутної направляючої підвищується точність положення рухливого вузла, завдяки автоматичному усуненню проміжків під дією сили тяжіння.

Оскільки при обробці необхідних поверхонь точність розмірів невелика,

то з метою зменшення вартості верстата вибираємо дві прямокутні направляючі. Направляючі будуть накладними, що дозволить підвищити зносостійкість і точність верстата, поліпшити його ремонтпридатність. Направляючі до станини будуть кріпитися гвинтами з боку робочої поверхні і після загвинчування гвинти закриваються пробками.

Подачею рідкого мастильного матеріалу на направляючих ковзання створюють на їх робочих поверхнях режим змішаного тертя, внаслідок чого значно знижується швидкість зношування. Мастильний матеріал подається на направляючі з боку рухливого вузла – столу (див. креслення), за допомогою централізованої циркуляційної мастильної системи.

4.2 Розрахунок направляючих

Розрахунок направляючих ковзання ведуть виходячи із забезпечення необхідної зносостійкості і жорсткості. Для забезпечення зносостійкості обмежують допустимі тиски на робочих гранях направляючих, а вимоги до жорсткості лімітують допустимі контактні деформації.

Допускаємо, що по довжині направляючих тиск змінюється за лінійним законом, а по ширині постійно. Складемо розрахункову схему з додатком усіх діючих сил: складових сил різання від однієї фрези P_{z1}, P_{y1}, P_{x1} ; складових сил різання від другої фрези P_{z2}, P_{y2}, P_{x2} ; ваги вузла G ; тягової сили Q ; реакцій на робочих гранях A, B, C і сил тертя $f \cdot A, f \cdot B, f \cdot C$ (див. рис. 4.2)

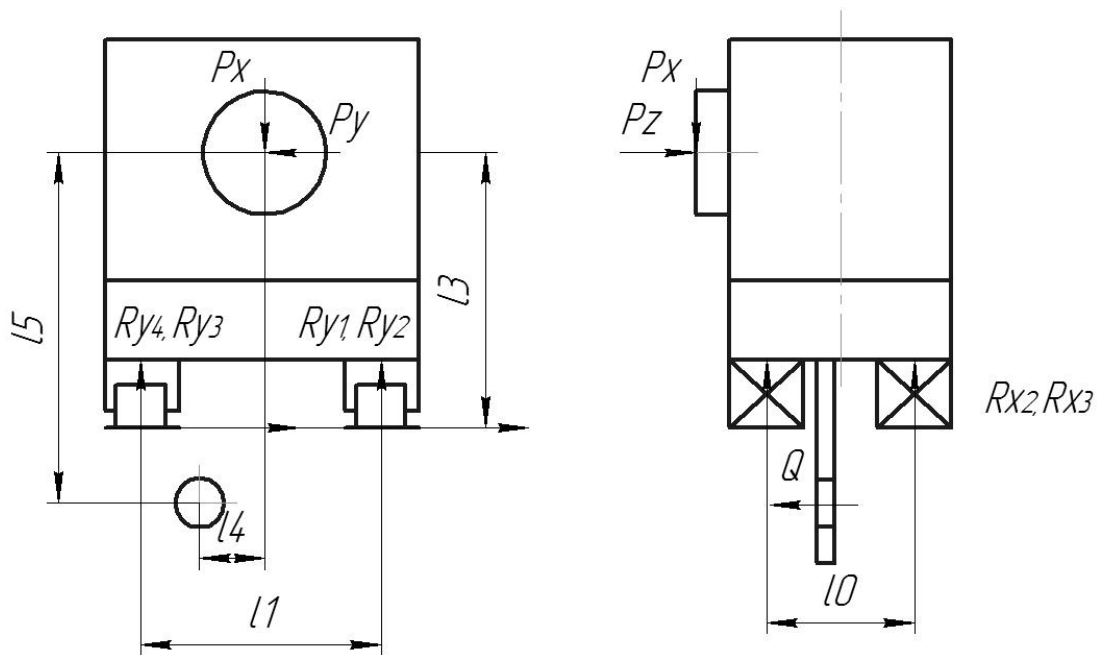


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема направляючих

За розрахунковою схемою складаємо рівняння рівноваги рухливого вузла.

$$P_z : R_{x1} = R_{x4} = P_z \cdot l_5 / 2 \cdot l_0$$

$$R_{y1} = R_{y4} = P_z \cdot l_4 / 2 \cdot l_0$$

$$P_y : R_{x1} = R_{x2} = P_y \cdot l_3 / 2 \cdot l_0$$

$$R_{y1} = R_{y4} = P_y / 4 + P_y \cdot l_2 / 2 \cdot l_0$$

$$R_{y2} = R_{y3} = P_y / 4 - P_y \cdot l_2 / l_0$$

$$P_x : R_{x1} = R_{x4} = P_x / 4 + P_x \cdot l_2 / 2 \cdot l_0$$

$$R_{x2} = R_{x3} = P_x / 4 - P_x \cdot l_2 / 2 \cdot l_0$$

$$\text{де } P_x = 66 \text{ Н};$$

$$P_y = 42 \text{ Н};$$

$$l_0 = 172 \text{ мм};$$

$$l_1 = 260 \text{ мм};$$

$$l_2 = 500 \text{ мм};$$

$$l_3 = 200 \text{ мм}$$

$$l_4 = 125;$$

$$l_5 = 360 \text{ мм};$$

$$\begin{aligned}
 P_z : R_{x1} = R_{x4} &= 120 \cdot 360 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = 126 \text{ H}; \\
 R_{y1} = R_{y4} &= 120 \cdot 125 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = 43,6 \text{ H}; \\
 P_y : R_{x1} = R_{x2} &= 42 \cdot 200 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = 24,4 \text{ H}; \\
 R_{y1} = R_{y4} &= 42 / 4 + 42 \cdot 500 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = 71,5 \text{ H}; \\
 R_{y2} = R_{y3} &= 42 / 4 - 42 \cdot 500 \cdot 10^{-3} / 172 \cdot 10^{-3} = -112 \text{ H}; \\
 P_x : R_{x1} = R_{x4} &= 66 / 4 + 66 \cdot 500 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = 112,4 \text{ H}; \\
 R_{x2} = R_{x3} &= 66 / 4 - 66 \cdot 500 \cdot 10^{-3} / 2 \cdot 172 \cdot 10^{-3} = -79 \text{ H}.
 \end{aligned}$$

Розрахунок на міцність.

Мета розрахунку – не допустити появу пластичної деформації тіла кочення.

$$P_{\max} < [P]$$

де P_{\max} – тиск максимальний на тіло контакту кульок.

$$P_{\max} = \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{P_H}{d^2}}$$

де P_H – максимальна сила, діюча на тіло кочення.

β – коефіцієнт, що характеризує матеріал.

$$P_{\max} = 21,8 \cdot 10^5 \cdot \sqrt[3]{\frac{112}{(5^{-3})^2}} = 262,7 \text{ МПа}$$

Найбільше розрахункове навантаження на кульку:

$$P_H = d \cdot t \cdot P_{\max}$$

$$P_H = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3} \cdot 262,7 \cdot 10^6 = 5254 \text{ H}.$$

Розраховуємо кількість кульок z .

$$Z_{III} = \frac{G}{30 \cdot \sqrt{d}}$$

$$Z_{III} = \frac{3724}{30 \cdot \sqrt{5}} \approx 55$$

Розрахунок на міцність тіла кочення.

Допустиме навантаження по контактній напрузі, на кульку:

$$P_o = k \cdot d \cdot \alpha$$

де k – умовна напруга $k=6$ Н/см²

α – поправочний коефіцієнт $\alpha=1,0$

$$P_{III} = 6 \cdot 0,5 \cdot 1,0 = 3 \text{ Н}$$

Розрахунок на жорсткість.

Жорсткість знаходимо виходячи з графіку залежності.

Тягова сила в приводі подачі верстата з направляючими кочення може бути визначена по залежності:

$$Q = P_x + 4 \cdot T_o + \frac{5,6 \cdot P_H \cdot f_k}{d}$$

де P_x – складова сили різання, Н;

T_o – початкова сила тертя на одній грані направляючих $T_o=4...5$ Н

f_k – коефіцієнт тертя кочення; $f_k = 0,001$ см.

$$Q = 112 + 4 \cdot 5 + \frac{5,6 \cdot 5254 \cdot 0,001}{5} = 126,88 \text{ Н}$$

По графіку визначаємо: $\delta = 2$ мкм

Умова жорсткості виконується, оскільки

$$\delta < [\delta];$$

$$2 \text{ мкм} < 6 \text{ мкм}$$

4.3 Розрахунок передачі гвинт-гайка кочення

Розміри гайки і ходового гвинта визначають в результаті розрахунку передачі на зносостійкість, а також розрахунку ходового гвинта на міцність і жорсткість. Розрахунок гвинта на стійкість виконується для довгих гвинтів. Розрахунок ведеться по рекомендаціях. Передача гвинт-гайка кочення має властивості, що дозволяють застосовувати її в приводах подач без відліку переміщень. Для передачі характерні високий коефіцієнт корисної дії (0,8-0,9), невелика відмінність між силами тертя руху і спокою, незначний вплив частоти

обертання гвинта на силу тертя в механізмі, повна відсутність осевого проміжку.

При розробці тягового механізму спочатку необхідно визначити номінальні розміри передачі, розміри ходового гвинта і вибрати підшипники.

4.3.1 Визначення довжини ходового гвинта

Довжину ходового гвинта визначаємо за формулою:

$$L = l_u + l_k + 2 \cdot l_y + 2 \cdot l_n + 2 \cdot l_h \quad (4.1)$$

де l_u – необхідне переміщення робочого органу, мм (300 мм);

l_k – довжина корпусу гайки, мм;

l_y – ширина ущільнення, мм;

l_n – довжина перебігання, мм;

l_h – довжина неробочої частини гвинта, мм;

Для ходових гвинтів діаметром 25...50 мм $l_k + 2 \cdot l_y + 2 \cdot l_n + 2 \cdot l_h \approx 320...360$.

Тоді отримуємо, що:

$$L \approx l_u + (320...360) = 300 + (320...360) = 620...660 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину ходового гвинта $L=660$ мм.

4.3.2 Визначення номінального діаметру передачі гвинт-гайка кочення

$$d_0 = \frac{L}{50...60} = \frac{660}{50...60} = 13,2...11 \text{ мм.} \quad (4.2)$$

де d_0 – номінальний діаметр передачі ГГК, мм.

Вибираємо стандартне значення $d_0=25$ мм.

Виходячи з d_0 і кроку передачі p ($p=10$ мм), вибираємо ходовий гвинт з параметрами:

$d_1=13$ мм; $L_1=11$ мм; $d_2=14$ мм; $L_2=40$ мм; $d_3=M16 \times 1,5$ мм; $L_3=35$ мм; $d_4=20$ мм; $L_4=65$ мм; $d_5=21,7$ мм; $L_5=30$ мм; $d_6=14$ мм; $L_6=15$ мм; $d_7=17$ мм; $L_7=20$ мм.

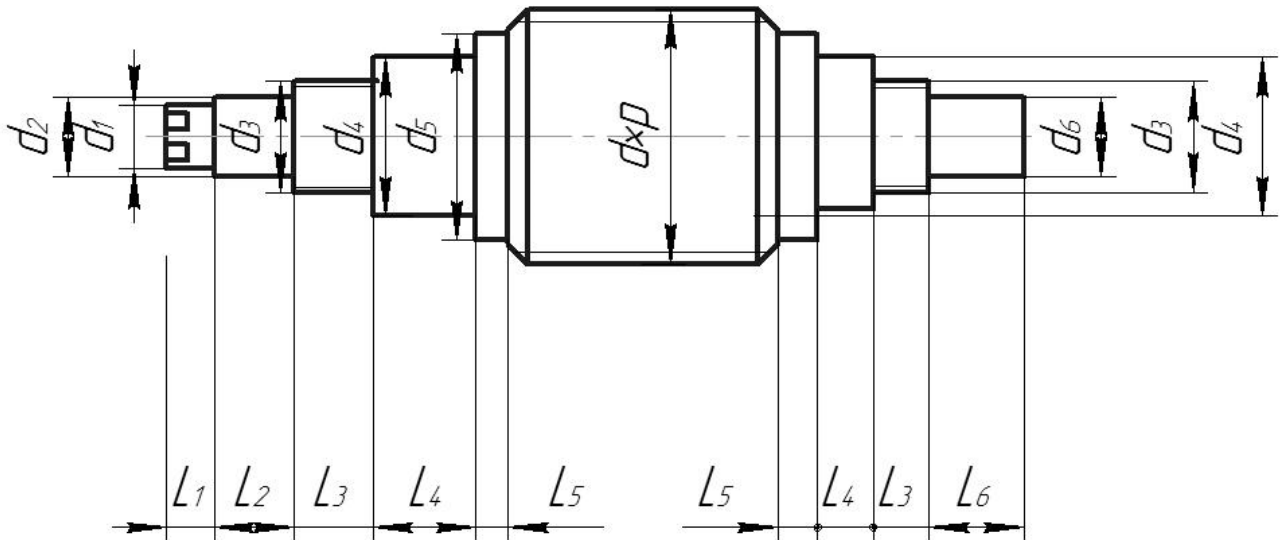


Рисунок 4.3 – Розміри ходового гвинта

По діаметру $d_4=30$ мм опорних шийок гвинта вибираємо упорні комбіновані роликові підшипники типу 504000.

Таблиця 4.1 – Роликові радіальні підшипники і голчастими роликами і подвійні упорні комбіновані

Позначення	Внутрішній діаметр d , мм	Зовнішній діаметр D , мм	Ширина B , мм	Осьова жорсткість, Н/мкм
504705	20	52	46	2500

Проведемо попередній вибір електродвигуна.

Визначимо необхідний крутильний момент:

$$M_{кр} = \frac{2 \cdot Q}{d} \quad (4.3)$$

де d – попередньо вибраний діаметр гвинта, мм ($d=50$ мм).

$$M_{кр} = \frac{2 \cdot 127}{25} = 10,16 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вибираємо електродвигун постійного струму 2ПБВ100 L.

4.3.3 Визначення статичної вантажопідйомності передачі

Статична вантажопідйомність визначається:

$$C_0 = 70 \cdot k_z \cdot d_{ш} \cdot (\pi \cdot d_0 - 3 \cdot p) \cdot u \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta, \quad (4.4)$$

де $d_{ш}$ – діаметр кульки, мм; ($d_{ш} \approx 0,6 \cdot p \approx 0,6 \cdot 5 = 3,0$ мм);

k_z – коефіцієнт, що враховує погрішності кроку різьби ($k_z = 0,7$);

α – кут контакту кульки з гвинтом і гайкою, $\alpha = 45^\circ$;

β – кут нахилу гвинтовий лінії різьби;

$$\beta = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_0} = \arctg \frac{5}{\pi \cdot 25} = 3,64^\circ. \quad (4.5)$$

p – крок різьби, мм; ($p = 5$ мм);

u – число витків передачі, $u = 4$.

$$C_0 = 70 \cdot 0,7 \cdot 3 \cdot (3,14 \cdot 25 - 3 \cdot 5) \cdot 4 \cdot \sin 45 \cdot \sin 3,64 = 1676,2 \text{ Н}.$$

Виконуємо перевірку передачі по статичній вантажопідйомності.

Необхідно, щоб виконувалася умова:

$$C_0 \leq [C_0] \\ 1676,2 < 20000$$

Умова виконується.

4.3.4 Визначення динамічної вантажопідйомності передачі

Динамічна вантажопідйомність визначається:

$$C = \frac{f_h \cdot f_W}{f_n \cdot f_H} \cdot \frac{F_{\text{екв}}}{u}, \quad (4.6)$$

де $F_{\text{екв}}$ – еквівалентне осьове навантаження, Н ($F_{\text{екв}} = Q = 127$ Н);

f_H – коефіцієнт довговічності;

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}, \quad (4.7)$$

L_h – довговічність, $L_h = (5 \dots 10) \cdot 10^3$ год.;

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{5000}{500}} = 2,154.$$

f_n – коефіцієнт частоти обертання;

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{100}{n_{\mathcal{D}}}}, \quad (4.8)$$

$n_{\mathcal{D}}$ – еквівалентна частота обертання, хв^{-1} ;

$$n_{\mathcal{D}} = 0,5 \cdot (n_{Smin} + n_{Smax}) = 0,5 \cdot (36 + 90) = 63 \text{ хв}^{-1}.$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{100}{63}} = 1,16.$$

f_H – коефіцієнт твердості матеріалу; ($f_H = 0,7$);

f_W – коефіцієнт характеру навантаження; ($f_W = 1,2$);

$$C = \frac{2,154 \cdot 1,2}{1,16 \cdot 0,7} \cdot \frac{127}{4} = 101,5 \text{ Н}.$$

Виконуємо перевірку передачі по статичній вантажопідйомності.
Необхідно, щоб виконувалася умова:

$$C \leq [C] \\ 101,5 < 8900$$

Умова виконується.

4.3.5 Розрахунок гвинта на стійкість по критичній силі

Для забезпечення стійкості ходового гвинта його діаметр d_0 має бути:

$$d_0 \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot k_y \cdot Q_{\max} \cdot (\mu \cdot l)^2}{\pi^3 \cdot E}}, \quad (4.9)$$

де l – найбільша відстань між гайкою і опорою гвинта ($l = 0,4$ м);

μ – коефіцієнт, залежний від характеру закладення кінців ходового гвинта ($\mu = 0,7$);

k_y – коефіцієнт запасу стійкості, $k_y = 3$;

E – модуль пружності, $E = 210 \cdot 10^9$ Па.

$$d_0 \geq \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3 \cdot 127 \cdot (0,7 \cdot 0,4)^2}{3,14^3 \cdot 210 \cdot 10^9}} = 0,004 \text{ м}.$$

Умова виконується.

4.3.6 Розрахунок гвинта на стійкість по критичній частоті обертання

У момент швидких переміщень робочого органу верстата, коли гвинт обертається з високою частотою, відцентрові сили можуть викликати втрату його стійкості, що проявляється в настанні вібрації.

Максимальна частота обертання гвинта, xv^{-1} :

$$n_g = \frac{10^3 \cdot k \cdot V_{\text{bx}}}{p}, \quad (4.10)$$

де V_{bx} – швидкість швидкого ходу, м/хв.;

$k=1,2\dots 1,5$ – коефіцієнт неспівпадання частоти обертання гвинта з частотою його власних коливань;

$$n_g \frac{10^3 \cdot 1,4 \cdot 5}{5} = 1400 xv^{-1}$$

Для забезпечення стійкості діаметр гвинта має бути:

$$\begin{aligned} d_0 &\geq 10^{-7} \cdot \mu \cdot l \cdot n_g, \\ d_0 &\geq 10^{-7} \cdot 0,7 \cdot 30 \cdot 1400 \geq 0,00294 \text{ м}. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Умова виконується.

4.3.7 Розрахунок жорсткості приводу подач

Число робочих кульок в одному витку гайки:

$$\begin{aligned} Z_B &= \frac{\pi \cdot d_0}{d_1} - \frac{3p}{d_1}; \\ Z_B &= \frac{3,14 \cdot 25}{3} - \frac{3 \cdot 10}{3} \approx 36; \end{aligned} \quad (4.12)$$

Мінімально допустима сила попереднього натягу:

$$P_{H\min} = \frac{Q}{2k_z Z_B K_B \sin \alpha}, H; \quad (4.13)$$

де Q – осьове навантаження на привід, Н;

k_z – коефіцієнт, що враховує погрішності кроку різьби;

α – кут контакту кульки з гвинтом і гайкою, $\alpha = 45^\circ$.

$$P_{H\min} = \frac{127}{2 \cdot 0,7 \cdot 36 \cdot 4 \cdot \sin 45} = 0,89 \text{ Н.}$$

Сила натягу:

$$P_H = (1,5 \dots 2) P_{H\min} = 2 \cdot 0,89 = 1,78 \text{ Н}$$

Жорсткість передачі гвинт-гайка кочення $J_{ГГК}$ з попереднім натягом і поверненням кульок через вкладиші:

$$J_{ВГК} = 6 \cdot K_\delta \cdot K_B \left(\frac{d_0}{\rho} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 \cdot P_H \cdot \rho}, \text{ Н / мкм} \quad (4.14)$$

де K_δ – коефіцієнт, що враховує погрішність виготовлення гайки;

$$K_\delta = 0,3 \dots 0,5;$$

K_B – число робочих витків передачі, $K_B = 4$.

$$J_{ВГК} = 6 \cdot 0,5 \cdot 4 \left(\frac{25}{5} - 1 \right) \sqrt[3]{0,1 \cdot 1,78 \cdot 5} = 46,2 \text{ Н / мкм}$$

Жорсткість ходового гвинта J_B при односторонньому закріпленні визначається:

$$J_B = \frac{\pi \cdot d_0 \cdot E}{4 \cdot l}; \text{ Н / мкм.} \quad (4.15)$$

де l – найбільша відстань між гайкою і опорою гвинта (приймаємо рівне довжині переміщення робочого органу верстата), м;

$$J_B = \frac{3,14 \cdot 0,025^2 \cdot 210 \cdot 10^9}{4 \cdot 0,3} = 3,4 \cdot 10^8 \text{ Н / м;}$$

Жорсткість опор J_O при використанні упорних комбінованих роликових підшипників типу 504000 дорівнює їх осьовій жорсткості: $J_O = 2500 \text{ Н/мкм.}$

Фактична жорсткість приводу подач визначається:

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{J_B} + \frac{1}{J_{ВГК}} + \frac{1}{J_O}, \quad (4.16)$$

де J – жорсткість приводу;

J_B – жорсткість ходового гвинта;

$J_{ВГК}$ – жорсткість передачі гвинт-гайка кочення;

J_O – осьова жорсткість опор гвинта.

$$\frac{1}{J} = \frac{1}{343} + \frac{1}{46,2} + \frac{1}{2500} = 0,0249 \text{ мкм/Н},$$

Жорсткість приводу подачі $J = 40,1$ Н/мкм.

Власна частота коливань механічної частини приводу визначається:

$$f = (3..3,5) \cdot f_1 = 3 \cdot 15 = 45 \text{ Гц},$$

Необхідна жорсткість J_{TP} приводу по умові відсутності резонансу:

$$J_{TP} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi^2 \cdot f^2 \cdot m = 4 \cdot 10^{-6} \cdot \pi^2 \cdot 45^2 \cdot 380 = 30,34 \text{ Н/мкм}$$

Необхідно, щоб виконувалася умова:

$$J > J_{TP}$$

$$40,1 < 30,34 \text{ Н / мкм}.$$

Усі умови виконуються.

4.4 Остаточний вибір електродвигуна

Електродвигун для приводу подачі вибирають виходячи з діючих навантажень, параметрів механічної характеристики приводу, особливостей його циклу роботи.

Визначення швидкості обертання ротора двигуна. Швидкість руху робочого органу верстата v (мм/хв) дорівнює швидкості хвилинної подачі. Передавальне відношення редуктора i визначається як відношення частоти обертання його вихідного валу n_v до частоти обертання n_D валу двигуна. Кінцевою ланкою приводу служить передача гвинт-гайка з кроком p , тоді частота обертання двигуна визначається по залежності:

$$n_D = \frac{v}{p}, \text{ хв}^{-1} \quad (4.17)$$

де p – крок гвинт-гайки, мм.

$$v = S_{xв} = 12,8 \text{ мм/хв}.$$

$$n_{\text{д}} = \frac{v}{p} = \frac{12,8}{5} = \frac{12,8}{5} = 2,56, \text{ хв}^{-1}$$

Визначення крутильного моменту на валу двигуна. Приведений момент на валу двигуна від сил корисного і шкідливого опору визначається по крутильному моменту на тяговому валу. У свою чергу крутильний момент на тяговому валу визначається по тяговій силі Q . Таким чином крутильний момент на валу двигуна визначається по формулі:

$$M = \frac{Qpi}{2\pi\eta_{\epsilon}\eta_p}, \text{ Н} \cdot \text{ м} \quad (4.18)$$

де $\eta_{\epsilon}=0,9$ – ККД передачі гвинт-гайка кочення;

η_p – ККД редуктора, визначається як твір ККД елементів приводу:

$$\eta_p = \eta_m \eta_{n.n.} \quad (4.19)$$

де $\eta_m=0,98$ – ККД муфти;

$\eta_{n.n.}=0,99$ – ККД пари підшипників приводного валу.

$$\eta_p = \eta_m \eta_{n.n.} = 0,98 \cdot 0,99 = 0,97.$$

Знайдемо чисельно значення крутильного моменту:

$$M = \frac{Qpi}{2\pi\eta_{\epsilon}\eta_p} = \frac{127 \cdot 0,05}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,9 \cdot 0,97} = 3,77 \text{ Н} \cdot \text{ м}.$$

По знайденому моменту приймаємо двигун постійного струму серії 2ПБВ. Це двигун зі збудженням від постійних магнітів. Приймаємо двигун типу 2ПБВ100 L з номінальним моментом $M=11$ Н·м, максимальний момент $M_{\text{max}}=100$ Н·м, максимальна частота обертання ротора двигуна $n_{\text{max}}=2000$ хв⁻¹.

5 ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РЕВОЛЬВЕРНОЇ БАБКИ

5.1 Порівняльний аналіз варіантів

Для вибору варіанту револьверної головки слід проаналізувати їх існуючі типи. У момент обробки деталі інструмент, закріплений в головці, отримувати обертання не буде, а приводитиметься в обертання тільки той інструмент, який знаходиться на робочій позиції головки. Револьверні головки з шпинделями, що обертаються, дозволяють робити свердління радіальних отворів, фрезерування шпонкових пазів і т.д.

Осі інструментів можуть бути спрямовані радіально (рис. 5.1, а), паралельно осі головки (рис. 5.1, б), під кутом до неї (рис. 5.1, в). Останній випадок застосовується, коли потрібне велике число позицій, але оскільки при обробці деталі потрібно чотири позиції цей варіант не підходить.

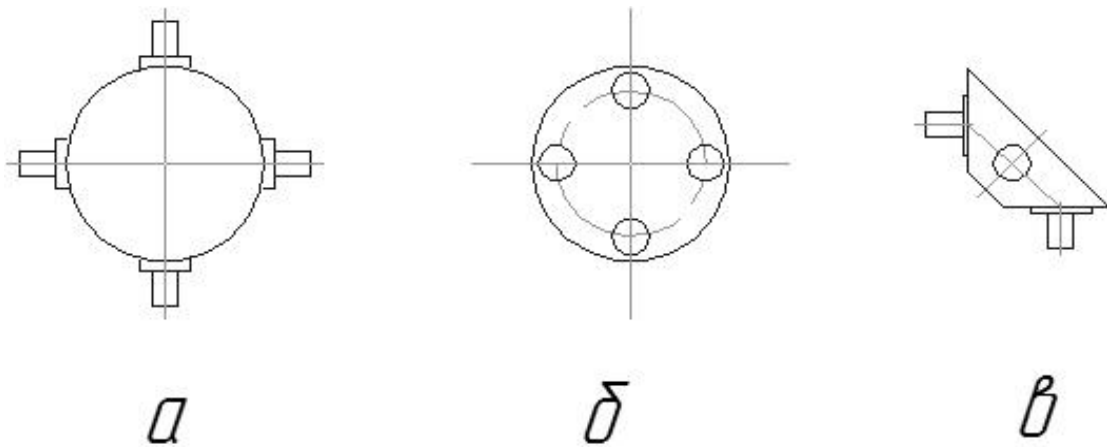


Рисунок 5.1 – Револьверні головки

Вибір схеми при напрямі осі інструменту радіально (рис. 5.1, а) приведе до збільшення габаритів верстата, тому вибираємо варіант, коли вісь інструменту паралельно осі головки (рис. 5.1, б), це допоможе зберегти габарити і простоту конструкції верстата.

5.2 Вибір принципової схеми

Вибираємо блокову принципову схему: двигун – привід – револьверна бабка – насадка. Блокова принципова схема дозволить забезпечити простоту зборки і заміну частин.

На верстаті використовується револьверна бабка, призначена для повідомлення встановленої на ній револьверної головки періодичного повороту, фіксації і обертання шпинделів револьверної головки. Вона містить шпиндель, через який обертальний рух від приводу головного руху передається на револьверну головку (див. креслення). Для повороту револьверної головки застосовується гідродвигун. До складу приводу повороту входять: гідродвигун, передатний механізм, ділильний механізм.

Ділильні механізми забезпечують поворот револьверної головки на певний постійний кут. Для цього призначений перший гідродвигун. При пересуванні гідроциліндра пересувається зубчаста рейка, що входить в зачеплення з шліцами, виконаними на валу, до якого кріпиться поворотна планшайба.

Механізмом фіксації виступає керований жорсткий упор, що вводиться в гніздо, приводиться в рух від другого гідродвигуна.

Шпиндель виготовлений з матеріалу – сталь 40Х, піддається поверхневому загартуванню з нагрівом ТВЧ до твердості $HRC_{\text{э}}$ 48-56. Приводний елемент (зубчасте колесо) знаходиться на кінці шпинделя.

У отвори на торці інструментального диска 1 (рис. 5.1) встановлюють шпиндельні вузли 2 в яких кріплять обертальний інструмент різного призначення. Інструменту, що знаходиться в робочій позиції, рух передається від електродвигуна 4 через вал 5.

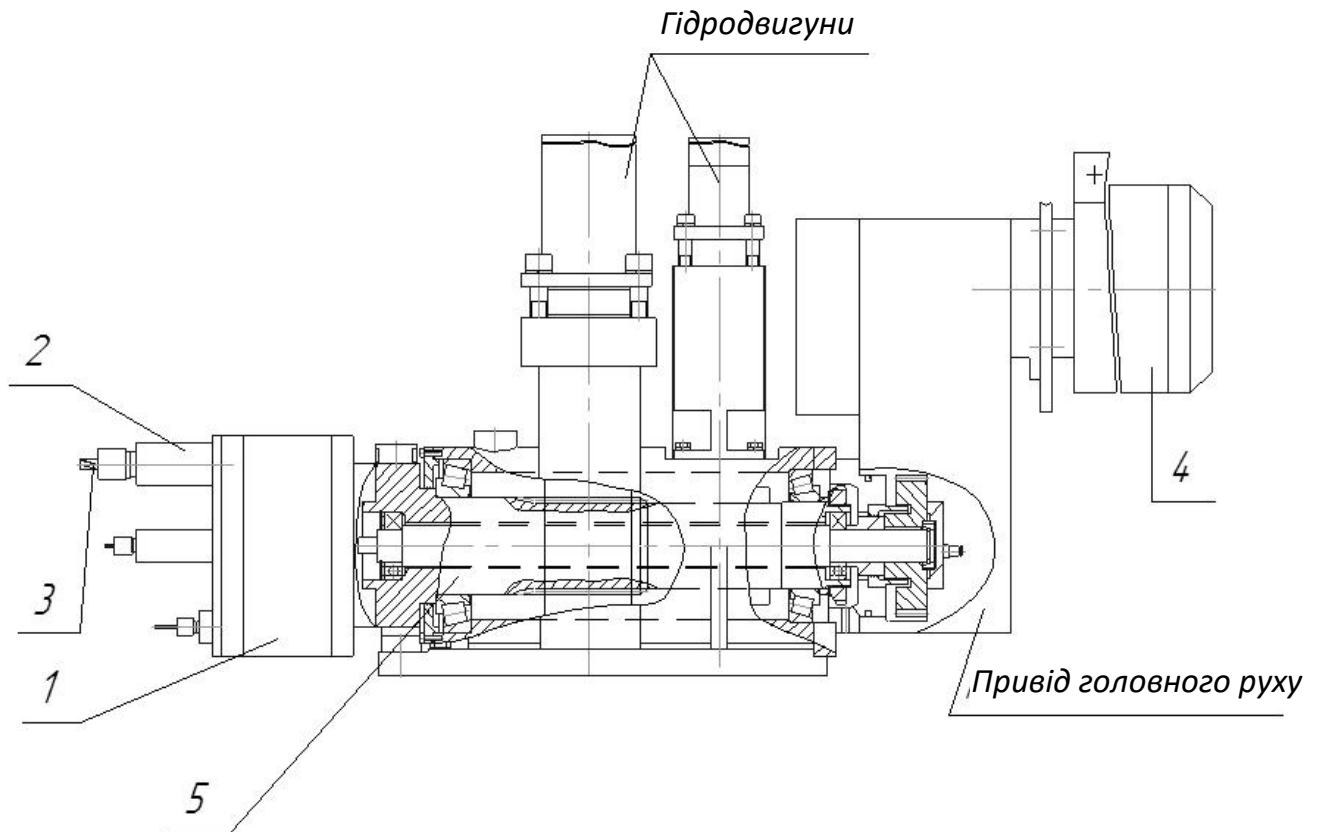


Рисунок 5.2 – Схема механізму повороту.

5.3 Вибір приводу головного руху

Приводи головного руху служать для передачі обертального руху від електродвигуна до шпинделя бабки.

Залежно від технологічного призначення бабки рух шпинделю передається ремінними або зубчастими приводами (рис. 5.3).

Розглянемо окремо кожен з даних структур приводу:

а) розділена структура від електродвигуна через зубчасті колеса до шпиндельної бабки:

Переваги:

- велика точність;
- високий ККД;
- передача великого крутильного моменту;

Недоліки:

- невеликі габарити;

– велика маса;

б) розділена структура від електродвигуна через ремінну передачу до шпиндельної бабки:

Переваги:

- висока точність;
- високий ККД;
- динамічні характеристики двигуна йдуть із зони шпинделя;
- не має передачі вібрації від коробки швидкостей до шпинделя;
- не має передачі теплоти від коробки швидкостей до шпинделя;

Недоліки:

- високі габарити;
- велика маса;

Вибираємо зубчастий привід оскільки він підходить по необхідній точності і габаритам.

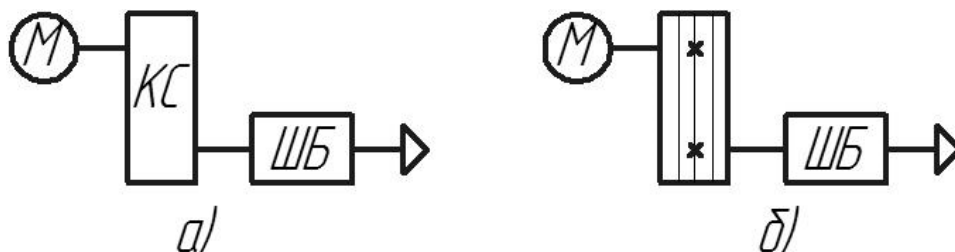


Рисунок 5.3 – Варіанти приводів головного руху.

Приводи головного руху мають місця для кріплення бабок, як з боку електродвигуна, так і з протилежного боку. Обертання від валу електродвигуна передається через пружну муфту на первинний вал приводу і змінне зубчасте колесо, а далі по кінематичному ланцюгу на шпиндель бабки.

Конструкція приводів забезпечує можливість зміни частоти обертання шпинделя за рахунок заміни змінних зубчастих коліс *а* і *б*, а також електродвигуна.

Оскільки усі різальні інструменти мають однакову частоту обертання

$n_1 = n_2 = n_3 = n_4 = 6000 \text{ хв}^{-1}$, і необхідні потужності різання 0,42 кВт вибираємо зубчастий привід УЕ 4652.

Технічна характеристика зубчастого приводу:

- максимальний крутильний момент, Н·м: 250;

- частота обертання вихідного валу, хв^{-1} :

максимальна: 1228;

мінімальна: 41;

- маса, кг: 39.

Усі зубчасті колеса виготовлені із нормалізованої сталі 40Х, зуби загартовані ТВЧ 46-51 НРСэ. Кут нахилу зубів – 15° .

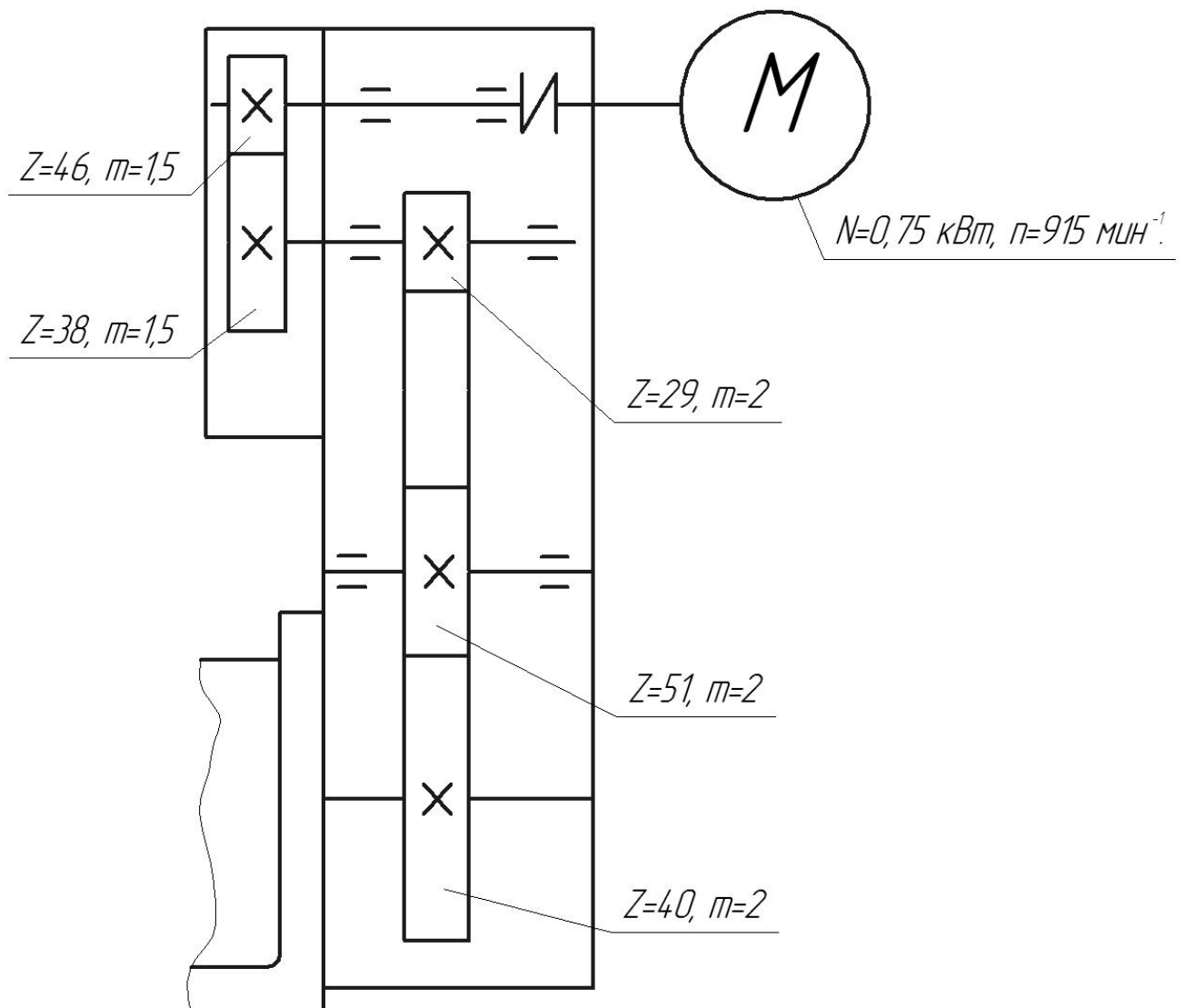


Рисунок 5.4 – Схема зубчастого приводу УЕ 4652

В якості електродвигуна вибираємо асинхронний електродвигун 4АХ8А6У3, потужністю 0,75 кВт, частотою обертання 915 хв^{-1} .

5.4 Обґрунтування конструкції револьверної бабки

Усі револьверні бабки виконані за типовою схемою. Вони повертають головку, встановлену на планшайбі по циклу: поворот – фіксація.

Усередині центрального валу на кулькових радіальних однорядних підшипниках 206 встановлений трансмісійний вал, який передає обертання від приводу головного руху на шпіндельну коробку. Центральний вал встановлений на роликівих радіально-упорних підшипниках.

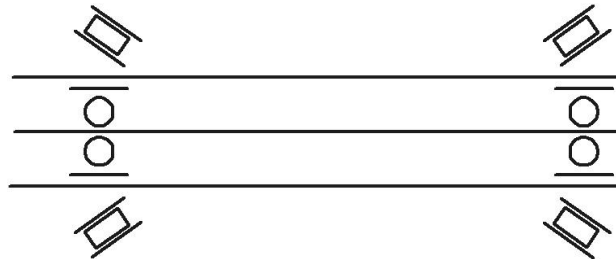


Рисунок 5.5 – Конструкція револьверної бабки.

5.5 Мащення опор

Для мащення бабки застосовується пластичне мастило Літол-24, поповнення якої робиться один раз в шість місяців через прес-масельничку.

Мастило редуктора приводу головного руху, який примикає до револьверної бабки від централізованої системи мащення верстата. Мастило марки ИГП-30 має антикорозійні, антиокислювальні і протизносійні присадки, клас в'язкості – 46.

5.6 Розрахунок револьверної бабки

5.6.1 Розрахунок шпindelного вузла на міцність

Раніше були визначені частота обертання шпindelа $n=1224 \text{ хв}^{-1}$ і крутильний момент $T=250 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на шпindelі.

Для визначення реакцій в підшипниках розглядатимемо шпindel, як балку, навантажену силами, діючими на колеса.

$$l_1 = 33 \text{ мм}; l_2 = 410 \text{ мм}; l_3 = 68 \text{ мм}.$$

Визначимо сили, діючі в зубчастому зачепленні.

Окружна сила на ділильному циліндрі в торцевому перерізі:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d}, \quad (5.1)$$

де d – ділильний діаметр колеса, мм

Радіальна сила:

$$F_R = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (5.2)$$

де α – кут початкового контура, $\alpha=20^\circ$.

Підставивши чисельні значення у формули 5.1-5.2, отримаємо:

$$F_{t_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 250}{124} = 4032,25 \text{ Н},$$

$$F_{r_2} = 4032,25 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1467,6 \text{ Н},$$

Визначимо сили, діючі в зачепленні швидкохідний вал – муфта – інструментальна головка.

Сила P_B визначається по формулі:

$$P_B = \left(12 + \frac{\Delta}{l} + 6 \cdot \delta \right) \cdot \frac{jE}{l^2}, \text{ Н}. \quad (5.3)$$

де Δ – поперечне зміщення, мм, $\Delta=0,25 \text{ мм}$;

δ – перекося осей валів, мм/м, $\delta=0,3 \text{ мм/м}$;

j – осьовий момент інерції перерізу валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

E – модуль пружності матеріалу валу, МПа;

l – довжина валу, мм.

$$P_B = \left(12 + \frac{0,25}{511} + 6 \cdot 0,3\right) \cdot \frac{10425 \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{511^2} = 83846 \text{ Н.}$$

Визначимо сили, діючі на шпindel ь і реакції в опорах.

За допомогою рівняння моментів визначимо реакції в опорах:

а) в площині XOZ: $l_1=33$ мм; $l_2=410$ мм; $l_3=68$ мм.

$$\Sigma M_A = 0; \quad R_B^x l_2 + P_B (l_1 + l_2) - F_R l_3 = 0; \quad (5.4)$$

$$R_B^x = \frac{-P_B (l_1 + l_2) + F_R l_3}{l_2} = \frac{-83846 \cdot (33 + 410) + 1467,6 \cdot 68}{410} = -90351,2 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_B = 0; \quad -R_A^x l_2 - F_r (l_2 + l_3) + P_B \cdot l_1 = 0; \quad (5.5)$$

$$R_A^x = \frac{-F_r (l_2 + l_3) + P_B \cdot l_1}{l_2} = \frac{-1467,6 \cdot (410 + 68) + 83846 \cdot 33}{410} = 5037,6 \text{ Н.}$$

Перевірка:

б) в площині YOZ

$$\Sigma M_B = 0; \quad F_t (l_1 + l_2) - R_A^y l_2 = 0; \quad (5.6)$$

$$R_B^y = \frac{F_t (l_2 + l_3)}{l_2} = \frac{4032,25 \cdot (410 + 68)}{410} = 4701 \text{ Н;}$$

$$\Sigma M_A = 0; \quad R_B^y l_2 + F_t l_3 = 0; \quad (5.7)$$

$$R_A^y = \frac{-F_t l_3}{l_2} = \frac{-4032,25 \cdot 68}{410} = -668,7 \text{ Н.}$$

Перевірка:

в) сумарні радіальні реакції опор:

$$R_A = \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2} = \sqrt{5037,6^2 + 668,7^2} = 5081,78 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{(R_B^x)^2 + (R_B^y)^2} = \sqrt{90351,2^2 + 4701^2} = 90473,4 \text{ Н.}$$

Побудуємо епюри моментів, для цього визначимо значення згинальних моментів в характерних перерізах:

а) площина XOZ

переріз в точці А:

$$M' = Fl_3 = 1467,6 \cdot 0,068 = 99,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

переріз в точці В:

$$M' = P_r \cdot l_1 = 83846 \cdot 0,033 = 2766,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

б) площина YOZ

переріз в точці А:

$$M'' = Fl_3 = 4032,25 \cdot 0,068 = 274,2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Визначимо результуючий момент в перерізі В:

$$M_B = \sqrt{M_B^{x^2} + M_B^{y^2}} = \sqrt{2766,9^2 + 0^2} = 2766,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Визначимо діаметр шпинделя по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}}, \quad (5.8)$$

де $T=250$ – крутильний момент на шпинделі, Н·м;

$[\tau]$ – допустима напруга зрізу, МПа.

$$[\tau] = (0.2 \dots 0.3) \sigma_T, \quad (5.9)$$

де $\sigma_T=785$ МПа – межа плинності матеріалу шпинделя;

$[\tau]=0,2 \cdot 785=157$ МПа

$$d = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 157}} = 19,9 \text{ мм},$$

Прийнятий діаметр шпинделя $d=38$ мм в два рази більший за розрахунковий, що забезпечує необхідну міцність.

Розрахуємо ШВ на статичну міцність для більше напруженого перерізу В по умові:

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{II} \cdot M / W)^2 + 3 \cdot (K_{II} \cdot M_k / W_k)^2} \leq [\sigma] = 980 \text{ МПа} \quad (5.10)$$

де σ_E – еквівалентна напруга, МПа;

$K_{II} = 1,4$ – коефіцієнт перевантаження;

$[\sigma]$ – гранична допустима напруга:

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_T; \quad (5.11)$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 980 = 784 \text{ МПа};$$

W – осьовий момент опору перерізу;

W_k – полярний момент опору перерізу.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}; \quad (5.12)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad (5.13)$$

$$W = \frac{\pi \cdot 38^3}{32} = 0,0054 \cdot 10^6 \text{ мм}^3;$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot 38^3}{16} = 0,011 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

$$\begin{aligned} \sigma_E &= \sqrt{(1,4 \cdot 2766,9 \cdot 10^3 / 0,0054 \cdot 10^6)^2 + 3 \cdot (1,4 \cdot 250 \cdot 10^3 / 0,011 \cdot 10^6)^2} = \\ &= 719,45 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 784 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Статична міцність валу в перерізі В забезпечується.

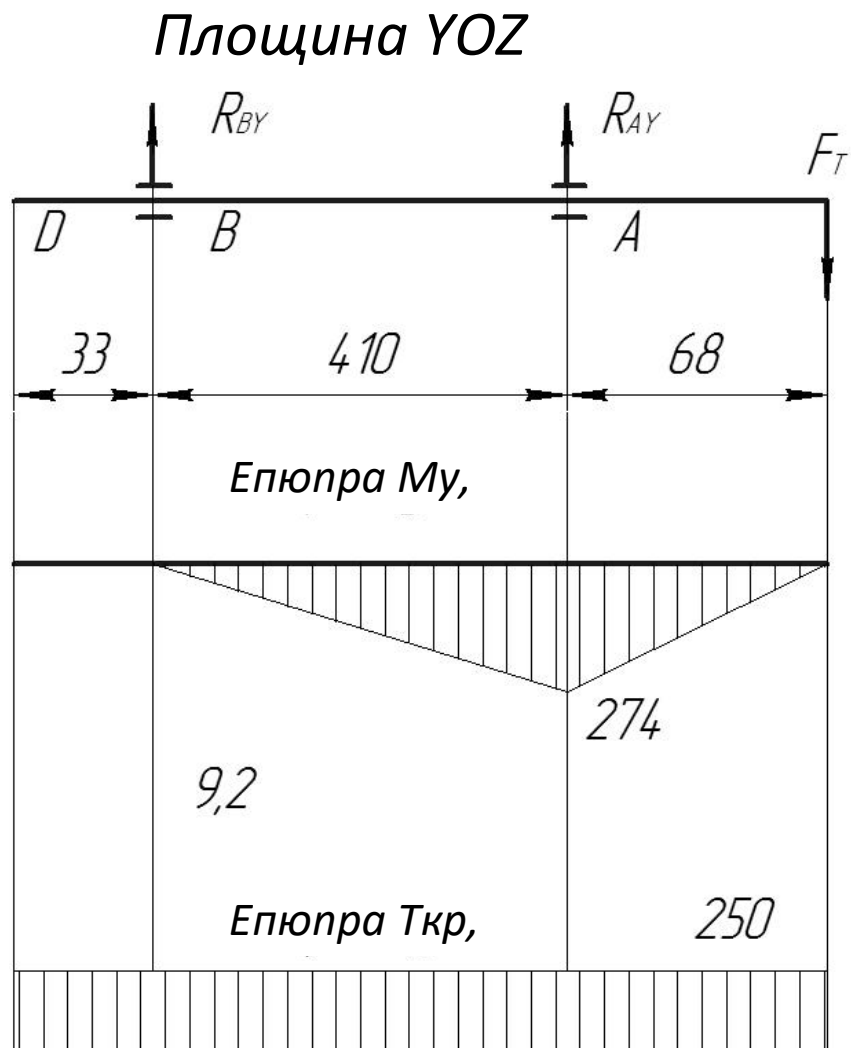
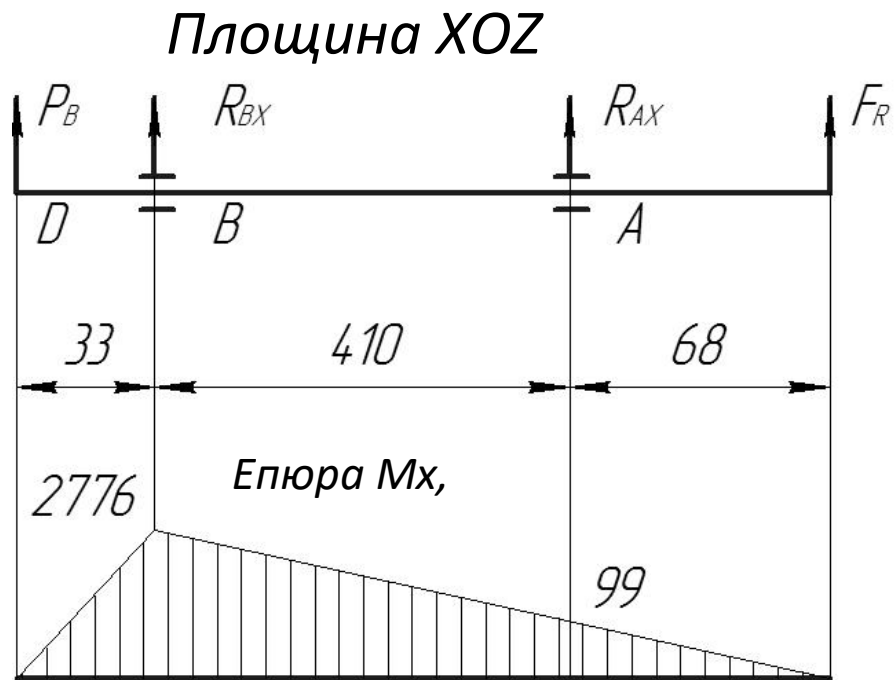


Рисунок 5.6 – Епюри моментів в площині XOZ і YOZ

5.6.2 Перевірка підшипника на статичну вантажопідйомність

Оскільки на центральному валу малі частоти обертання і мале число циклів вантажень, що не викликає втомних руйнувань, перевіримо підшипники 7218 на статичну вантажопідйомність.

Умова перевірки радіально-упорних підшипників:

$$P_{or} \leq C_{or},$$

де P_{or} – еквівалентне радіальне статичне навантаження, Н;

C_{or} – базова радіальна статична вантажопідйомність, Н.

$$C_{or} = 95\,000 \text{ Н.}$$

Для радіально-упорних підшипників P_{or} визначають:

$$P_{or} = (X_0 R_r + Y_0 R_0) \geq R_r, \quad (5.14)$$

де R_r, R_0 – радіальна і осьова навантаження, діючі на підшипник, Н;

X_0, Y_0 – коефіцієнти радіальної і осової статичних навантажень.

$$X_0 = 0,5; Y_0 = 18,8.$$

$$P_{or} = 0,5 \cdot 430 + 18,8 \cdot 245 = 4821 \text{ Н.}$$

$$4821 \leq 95000$$

Умова виконується.

5.7 Вибір поворотного гідромотора

У верстатних гідроприводах переважно застосовують нерегульовані аксіально-поршневі гідромотори, які у ряді випадків мають істотні переваги перед електромоторами. При найбільшій частоті обертання 2500 хв^{-1} найменше значення частоти обертання може складати $20\text{-}30 \text{ хв}^{-1}$, причому легко здійснено плавне регулювання в усьому діапазоні. При підході робочого органу до упору обертання гідромотора зупиняється, а момент що розвиваються залишається незмінним.

Поворотний гідромотор повинен забезпечити поворот револьверної головки і зміну інструменту. Для того, щоб повернути систему гідродвигун повинен здолати силу тяжіння створювану револьверною головкою і валом на

якому вона кріпиться.

Визначимо силу тяжіння:

$$G = m \cdot g, \text{ Н}$$

де m – маса системи, кг;

$$G = 53 \cdot 10 = 530 \text{ Н.}$$

Створюваний крутильний момент:

$$T_{кр} = G \cdot h, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

де h – плече сили, м.

$$T_{кр} = 530 \cdot 43 \cdot 10^{-3} = 22,79 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Виходячи з крутильного моменту вибираємо гідромотор типу Г15-23Н. З наступними технічними характеристиками:

- номінальний крутильний момент, Н·м: 33;
- ефективна номінальна потужність, кВт: 3,4.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

У цій випускній роботі був виконаний повний аналіз і вибір компонування верстата, схем обробки, конструкції передньої і задньої бабок, конструкції револьверної бабки і вибір приводу головного руху. У випускній роботі приведений розрахунок елементів вузлів, розрахунок шпиндельного вузла (на міцність, жорсткість). Зроблений вибір і розрахунок направляючих тягового механізму. У випускній роботі дійснена заміна електромеханічного приводу подачі із ступінчастим регулюванням на електромеханічному приводі подачі з безступінчастим регулюванням. Розроблені заходи по техніці безпеки перед роботою на верстаті, при роботі на верстаті і після роботи на верстаті. Розраховано освітлення виробничої ділянки.

Спроектований верстат забезпечує необхідну точність обробки, забезпечує оптимальні режими різання для обробки деталі, має відносно просте і зручне компонування, забезпечує автоматичну обробку, задовольняє вимогам техніки безпеки при його експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Металорізальні верстати. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс]: Навч. посібник для студ. спеціальностей 131 «Прикладна механіка» та 133 «Галузеве машинобудування», спеціалізації «Металорізальні верстати та системи» / О.В. Шевченко, А.Ю. Беляєва; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові данні (1 файл: 6,5 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 86 с.
2. Агрегатно модульне технологічне обладнання нового покоління, його оснащення та інструментальне забезпечення. Під заг. Ред.. Ю.М. Кузнецова. Навч. Посібник для ВНЗ. Кіровоград, 2003. – 507с.
3. Бочков В.М., Сілін Р.І., Гаврильченко О.В. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів: Підручник за ред. Р.І. Сіліна. – Львів: Видавництво «Бескид Бід», 2008. – 448с.
4. Деталі машин: підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448 с
5. Деталі машин: Навчальний посібник / Г.М. Борозенець, В.М. Павлов., І.В. Семак. – К.: Видавничий дім «Кондор», 2021. – 220 с.
6. Підшипники кочення: Ч.1. Кулькові підшипники [Електронний ресурс]: навч. наоч. посіб. для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування» / КПІ ім. Ігоря Сікорського; уклад. А.К. Скуратовський. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 51 с.
7. Гандзюк М.П., Желібо Е.Л., Халімовський М.О. Основи охорони роботи./ За ред. М.П. Гандзюка.- К.: Каравела, 2004.- 408с.
8. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл.
9. Кузнецов Ю.М., Луців І.В., Шевченко О.В., Волошин В.Н. Технологічне оснащення для високоефективної обробки деталей на токарних

верстатах: Монографія Упорядник Кузнецов Ю.М. – К.: Тернопіль: Тернограф, 2011. -692с.

10. Булига Ю.В. Теорія різання. Розрахунок режимів різання: практикум / Булига Ю.В., Веселовська Н.Р., Міськов В. П. – Вінниця: ВНТУ, 2019. – 67 с.

11. Вайнтрауб М. А. Засоби контролю процесів механообробки надточних деталей : монографія / Г.С. Тимчик, В.І. Скицюк, М.А. Вайнтрауб, Т.Р. Ключко. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 516 с., іл. – Бібліогр. : с. 503 – 513.

12. Кобзар Є.П., Мельничук Л.С., Громовий О.А. Розрахунки і проектування вузлів та деталей верстатів і систем: Навчальний посібник. - Житомир: ЖІТІ, 2000. - 361 с.

13. Обладнання і транспорт механообробних цехів: навч. посіб. / А.Ю. Довгополов, А.О. Нешта, В.О. Колесник. Суми: Сумський державний університет, 2023. 96 с.

14. Організація виробництва: підручник / за ред. А.І. Яковлева, С.П. Сударкіної, М.І. Ларки. – Харків : НТУ “ХПІ”, 2016. – 436с.

15. Муляр Ю.І. Автоматизація виробництва в машинобудуванні. Частина II: навчальний посібник / Ю.І. Муляр, С.В. Репінський. – Вінниця: ВНТУ, 2020. – 123 с.

16. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Кривий Ріг: Видавництво «Мінерал», 2006.- 462 с.

17. Паливода Ю.Є. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Паливода Ю.Є., Дячун А.Є., Лещук Р.Я. – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2019. – 240 с.

18. Технологія верстатних робіт: навч.пос. для проф.-техн. навч. закладів / М.А. Вайнтрауб, В.Й. Засельський, Д.В. Пополов, за наук. ред. М.А. Вайнтрауба. – К.: 2015. – 199с.

19. Гевко Б.М. Технологія обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник / Гевко Б.М., Матвійчук А.В. – Тернопіль: ТДТУ, 2004. – 131 с.

20. Залога В.О. Сучасні інструментальні матеріали у машинобудуванні: навчальний посібник / В.О. Залога, О.О. Залога, В.Д. Гончаров; за загальн. ред. В.О. Залого. – Суми: Сумський державний університет, 2013. – 371 с.

21. Поліщук Л.К. Верстатні комплекси. Проектування роботів та маніпуляторів: навчальний посібник. Ч. 1 / Л.К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 132 с.

22. Металообробне обладнання. Кінематичний аналіз металорізальних верстатів: навчальний посібник / Ю.М. Данильченко, О.В. Шевченко, В.А. Ковальов, В.Н. Волошин. – Київ: НТУУ «КПІ», 2007. – 60 с.

23. Основи охорони праці: Підручник. 21-ге видання, доповнене та перероблене. / К.Н. Ткачук, М.О. Халімовський, В. В. Зацарний, Д.В. Зеркалов, Р.В. Сабарно, О.І. Полукаров, В.С. Коз'яков, Л.О. Мітюк. За ред. К.Н. Ткачука і М. О. Халімовського. – К.: Основа, 2006 – 448 с.

24. Трегуб В.Г. Проектування систем автоматизації: Навч. посібник / В.Г. Трегуб. – К.: Видавництво Ліра-К, 2014. – 344 с.

25. Технологія машинобудування: навч. посіб. / [І.І. Юрчишин, Я.М. Литвиняк, І.Є. Грицай та ін.] // За ред. І.І. Юрчишина. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2009. – 528 с.

26. Міренський І.Г. Основи технології машинобудування: навч. посіб. / І.Г. Міренський. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 275 с. 14. Муляр Ю.І. Програмування багатоінструментальної обробки на верстатах з ЧПК: навчальний посібник. / Муляр Ю.І. – Вінниця: ВНТУ, 2006. – 192 с. 15. Невлюдов І.Ш. Комп'ютерні технології автоматизованого виробництва [Текст]: Навч. посібник / І.Ш. Невлюдов, М.А. Бережна. – Харків: Компанія СМІТ, 2007. – 368 с.

27. Сльозко М., Палій С., Ковальчук Д. Вдосконалення конструкції спеціального верстата. Тези ІІІ студентської науково-технічної конференції

факультету транспорту та механічної інженерії “ Інноваційні технології в транспорті та механічній інженерії ”. Луцьк: ЛНТУ – 2023р.– 404 с.

28. Голінько В.І. Основи охорони праці: підручник / В.І. Голінько; М-во освіти і науки України; Нац. гірн. ун-т. – 2-ге вид. – Д.: НГУ, 2014. – 271 с.

29. Розрахунок найвигідніших режимів різання при точінні: навч. посіб. / А.І. Грабченко, М.Д. Узунян, Н.В. Зубкова та ін. – Х.: НТУ «ХП», 2014. – 88 с.

30. Стискін Г.М. Інструменти для механічної обробки матеріалів. / Г.М. Стискін, М.П. Ревнівцев, М.М. Берізко, В.А. Мелещик – Л.: Оріяна-Нова, 2002. – 240 с.

ДОДАТКИ