

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

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет інженерії машин, споруд та технологій

(назва факультету)

Кафедра конструювання верстатів, інструментів та машин

(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(освітньо-кваліфікаційний рівень)

на тему: **Розробка конструкції виконавчих вузлів спеціального
свердлильного верстата з ЧПК із багатошпindelною
свердлильною головкою**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МВмз-61

напряму підготовки (спеціальності) _____

133 «Галузеве машинобудування»

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

(підпис) **Петрик С.М.**
(прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) **Лещук Р.Я.**
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____
(підпис) **Ярема І.Т.**
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри _____
(підпис) **Кобельник В.Р.**
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль
2020

АНОТАЦІЯ

Петрик С.М. «Розробка конструкції виконавчих вузлів спеціального свердлильного верстата з ЧПУ із багатошпindelної свердлильною головкою». 133 – Галузеве машинобудування; Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя; м. Тернопіль, 2020 р.

Petryk S.M.« Development of actuation components design of CNC single-purpose drilling machine with multi-spindle drilling head». 133 – Industrial machinery engineering; Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University; Ternopil, 2020.

У кваліфікаційній роботі розроблено конструкцію виконавчих вузлів спеціального вертикально-свердлильного верстата з ЧПК з багатошпindelною свердлильною головкою для одночасної обробки 12 отворів. Зроблено кінематичний розрахунок приводу головного руху та запропонована конструкція коробки швидкостей верстату. Проведено конструювання та дослідження шпindelного вузла за кінематичними, конструктивними, динамічними та енергетичними характеристиками. Досліджено та запропоновано конструкцію 12-ти шпindelної свердлильної головки та алгоритм автоматизованого розрахунку параметрів.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ	
1.1. Аналіз конструкції базової моделі верстату та верстатів-аналогів.....	6
1.2. Аналіз конструкції та характеристики багатошпindelних свердлильних головок.....	9
2. ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ РОЗДІЛ	
2.1. Вибір комплексу рухів по забезпеченню виробничого циклу.....	13
2.2 Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата.....	15
2.3. Обґрунтування модуля верстата та побудова загальної матриці компоновок.....	16
2.4. Розрахунок режимів різання.....	21
3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	
3.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху.....	25
3.2. Конструювання та розрахунок коробки швидкостей верстата.....	32
3.3. Конструювання та розрахунок шпindelного вузла.....	38
3.4. Конструювання та розрахунок багатошпindelної свердлильної головки.....	61
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	80
ВИСНОВКИ.....	87
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	88
ДОДАТКИ.....	91

ВСТУП

Головна мета при створенні металооброблювальних верстатів і їх цільових механізмів це підвищення продуктивності праці. Це визначається зменшенням штучного часу для виготовлення деталей та оптимізацією операцій на верстатах.

Раціональним рішенням, що значно зменшує загальний час виготовлення – це об'єднання технологічних операцій на одному верстаті та суміщення операцій в часі. Тому створення верстатів із спеціальними пристосуваннями, які дозволяють здійснювати декілька видів обробки на одній операції є актуальним завданням.

Мета роботи: підвищення продуктивності обробки свердлильних операцій шляхом використання багатошпindelних свердлильних головок.

Об'єкт дослідження. Спеціальні вертикально-свердлильні верстати з ЧПК.

Предмет дослідження. Конструктивні, кінематичні та динамічні параметри вузлів спеціального свердлильного верстата з багатошпindelною свердлильною головкою.

Завдання дослідження:

- провести огляд існуючих свердлильних верстатів та багатошпindelних головок, які дозволяють здійснювати одночасну обробку багатьох отворів;
- провести оптимізацію схем формоутворення поверхонь на проєктованому верстаті ;
- провести моделювання та відбір раціональної компоновальної схеми вертикально-свердлильного верстата;
- провести кінематичний розрахунок приводу головного руху верстата;
- провести розрахунок та моделювання основних кінематичних, конструктивних та динамічно-силових параметрів шпindelного вузла;
- здійснити конструювання та розрахунок багатошпindelної

свердлильної головки

- розглянути заходи з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при роботі на верстаті.

Практичне значення роботи:

1. Розроблено, сконструйовано та здійснено розрахунок за основними критеріями виконавчі вузли спеціального свердлильного верстата: коробку швидкостей, шпиндельний вузол, багатошпиндельну свердлильну головку.

2. Розроблено алгоритм для автоматизованого розрахунку кінематичних, експлуатаційних та конструктивних параметрів 12-шпиндельної свердлильної головки.

1. АНАЛІТИЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1. Аналіз конструкції базової моделі верстату та верстатів-аналогів

На даний час у світі виготовляється велика кількість та широка різноманітність вертикально-свердлильних та радіально-свердлильних верстатів, що використовуються в багатьох галузях механічної обробки і машинобудування. Вони мають різну компоновальну та структурну будову виконавчої частини верстата та велику гаму інструментального забезпечення.

Головне завдання вертикально-свердлильних верстатів – це гарантоване забезпечення повного комплексу формувальних рухів для утворення поверхонь деталей машин, в основному отворів. Такі рухи розділяються між головним механізмом - шпиндельним блоком, в якому безпосередньо знаходиться різальний інструмент. Головний рух формоутворення шпинделя – обертання різального інструменту, при цьому частота обертання шпинделя лежить в межах 1000 -2000 об/хв.

В приводах подач таких свердлильних верстатів, як правило, використовують асинхронний двигун, що з'єднується безпосередньо з ходовим гвинтом через одноступінчастий редуктор. Це забезпечує рух свердлильної головки вертикально в межах 3000 - 5000 мм/хв.

Розглянемо основні конструкції верстатів, які на даний час мають широке використання у машинобудуванні на підприємствах.



Рис. 1.1. Модель 2Н135 Вертикально - свердильного верстата

На верстаті можна здійснювати наступні технологічні операції та роботи в умовах одиничного і мало серійного виробництва:

- свердління;
- зенкерування;
- розсвердлювання;
- розвертання отворів;
- зенкування;
- нарізання різьби мітчиком.

Різальний інструмент, який закріплений в шпинделі свердильної головки, має обертовий рух і вертикальний рух подачі.

Оброблювальна заготовка встановлюється на столі верстата та в процесі обробки є нерухоною. Несуча колона кріпиться до плити з вертикальними направляючими типу "ластівчин хвіст" для позиційного переміщення стола і свердильної головки. В свердильній головці верстата розміщена коробка подач та коробка швидкостей.



Рис.1.2. Модель 2А554 радіально - свердлильного верстата

Цей верстат призначений для виконання наступних операцій в умовах одиничного і крупно серійного виробництва:

- свердління;
- розвертання отворів;
- зенкерування;
- різенарізання мітчиком в великих корпусних деталях;
- із спеціальним оснащенням можна здійснювати операції, які виконуються на розточних верстатах

Принцип роботи наступний - заготовка кріпиться на фундаментній плиті. Усі оброблюючі рухи виконує шпиндель або свердлильна головка з декількома шпинделями. Головний рух - обертовий, рух подачі - переміщення вздовж осі, при переході від отвору до отвору переміщується разом з свердлильною головкою разом з рукавом навколо колони. Рукав здійснює переміщення вертикально по прямокутних направляючих колони, У свердлильній головці вбудовані коробки швидкостей і подач та гідравлічні механізми переключення.

1.3. Аналіз конструкції та характеристики багатошпindelних свердлильних головок

Багатошпindelні головки (БГ) свердлильних верстатів – це спеціальний цільовий механізм, що закріплюється в шпindelному вузлі верстата і розміщується в певному кутовому положенні. Вони використовуються для передачі руху та обертового моменту від шпинделя верстата до різальних інструментів, які безпосередньо виконують технологічну операцію. Розрізняють непереналагоджувальні головки, що не змінюють розташування різального інструмента при зміні обробки для інших деталей і в яких шпindelі розташовані в корпусі головки та переналагоджувальні, в яких положення шпindelів може змінюватися, що дозволяє обробляти по різному розташовані отвори.

Фірма OMG (Італія) виготовляє широку номенклатуру багатошпindelних головок та насадок з різним ступенем гнучкості (рис. 1.3). Вони є компактними за розмірами, мають невелику масу та забезпечують високошвидкісну обробку. Для шпindelів таких головок використовують як швидкозамінні патрони з компенсацією, так і цангові патрони з конусом Морзе.

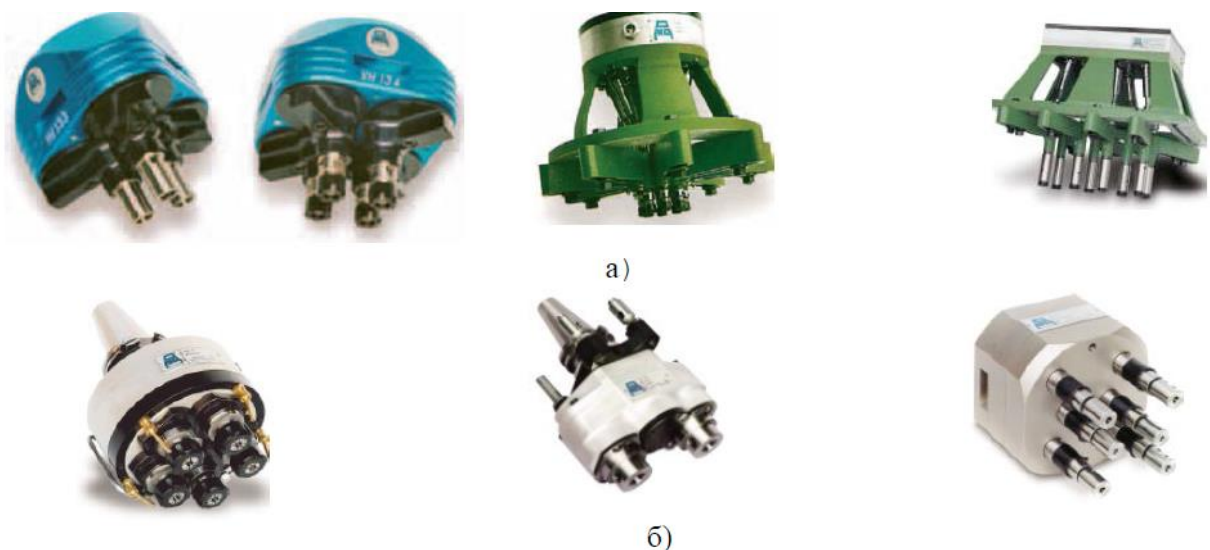


Рис. 1.3. Багатошпindelні головки:

- а) – положення шпindelів – регульоване;
- б) – положення шпindelів – нерегульоване.

На даний час використовується широка номенклатура багатошпindelних головок від малогабаритних (маса - 3,25 кг, 2 шпindelі) до великогабаритних (маса - 210 кг, 26 шпindelів). Багатошпindelні головки, завдяки простим конструкціям, знаходять використання як на універсальних верстатах, так і на спеціальних та спеціалізованих, та ефективно експлуатуються упродовж великого терміну. Застосування таких багатошпindelних головок на свердлильно-фрезерно-розточувальних верстатах при обробці отворів свердлами, розвертками, зенкерами, мітчиками є ефективним методом концентрації технологічних операцій.

Розглянемо конструкції деяких багатошпindelних головок.

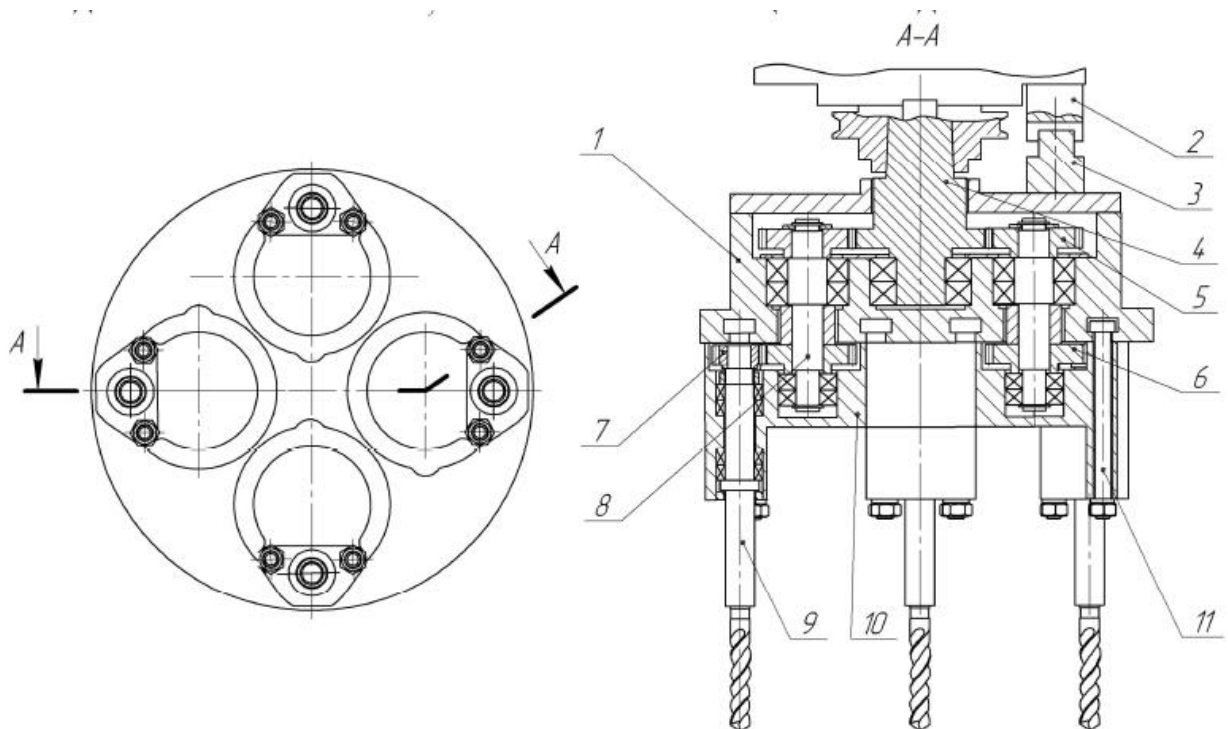


Рис. 1.4. Багатошпindelна головка

Багатошпindelна головка складається з корпусу 1, позиційного блоку 2 з упором 3. Центральна роздавальна вал-шестірня 4 конічним хвостовиком вставлена у перехідну втулку, яка розташована в шпindelі. Центральна роздавальна вал-шестерня через проміжні шестерні 5, 6, 7 і вали 8 надає обертовий момент робочим шпindelям 9, які розміщені в незалежних корпусах 10. Ця конструкція дозволяє підвищити продуктивність обробки

отворів через концентрацію технологічних переходів, а також в результаті скорочення витрат допоміжного часу на допоміжні ходи. Шпинделі у цій головці розміщені у незалежних корпусах і можуть обертатись в різні напрями і фіксуватись у різному кутовому.

На рис.1.5 представлена багатошпindelна головка, в якій можна здійснювати одночасне регулювання положення шпинделів в радіальному напрямку.

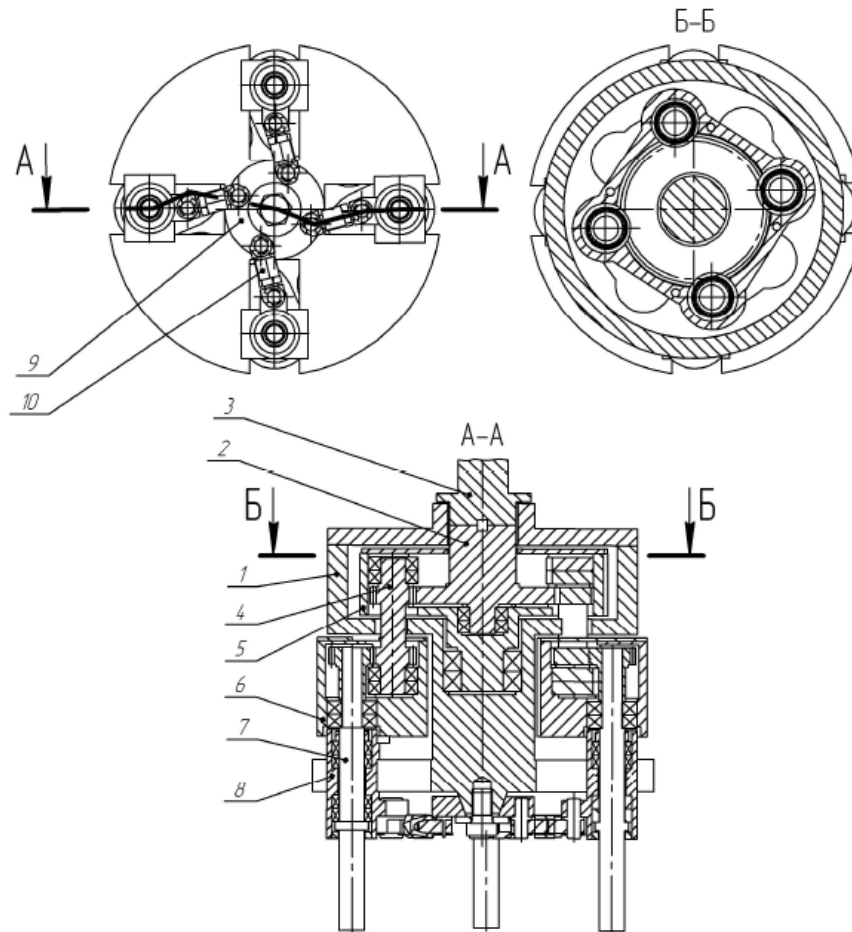


Рис. 1.5. Багатошпindelна свердлильна головка

Позитивною перевагою такої багатошпindelної головки є те, що регулювання радіального положення кожного шпинделя відносно лінії центрів верстата здійснюється незалежно. Таким чином можна здійснювати переналагодження для обробки заготовок в яких розміщенням отворів є симетричне або несиметричне.

На рис. 1.6 подана конструкція багатошпindelної головки, яка є

переналагоджувальною, використовується у верстатах з ЧПК у яких є можливість автоматичної зміни інструмента.

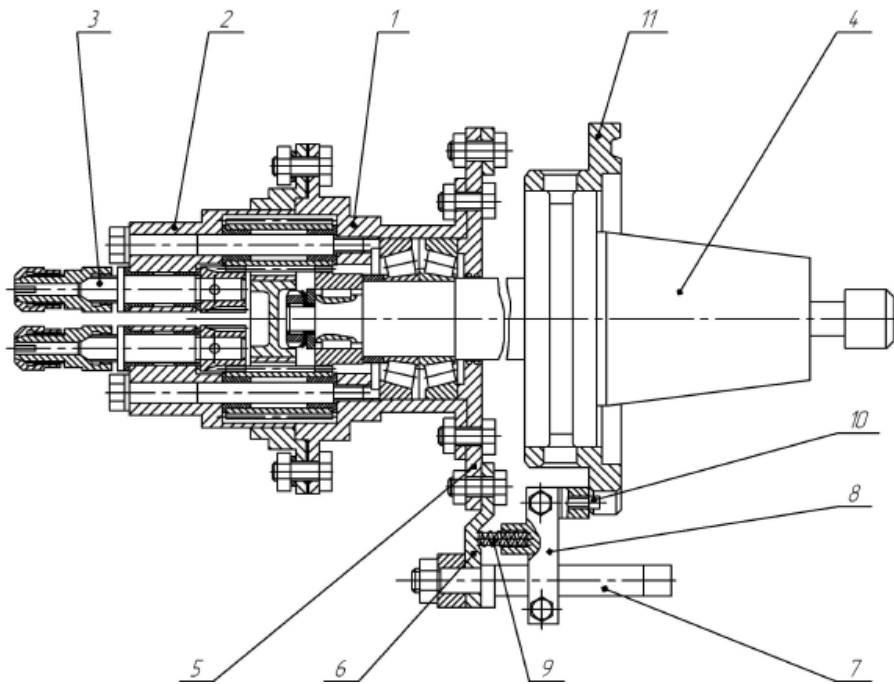


Рис. 1.6. Багатошпindelна свердлильна головка для верстата зЧПК

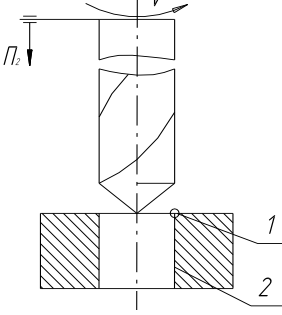
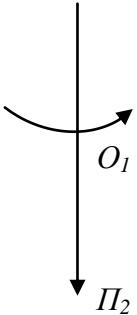
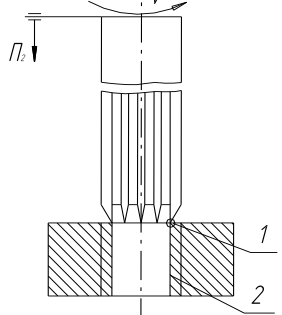
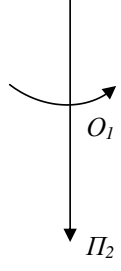
Застосування багатошпindelних головок на свердлильних верстатах при виконанні технологічних операцій обробки отворів осьовими інструментами однозначно забезпечує підвищення продуктивності у 1,5 - 3,5 рази та скорочення часу обробки.

2. ПРОЕКТНИЙ РОЗДІЛ

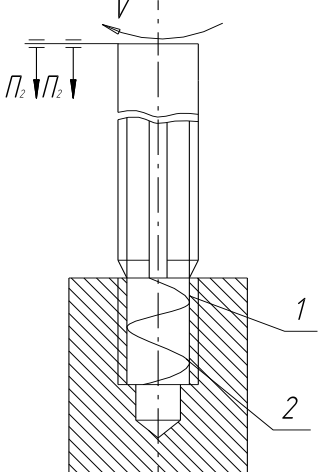
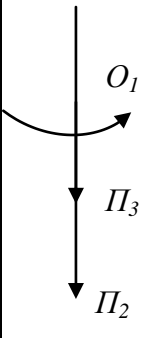
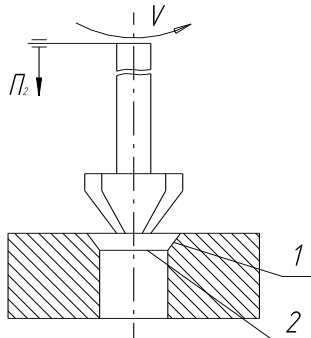
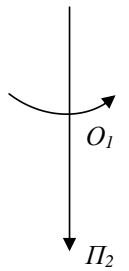
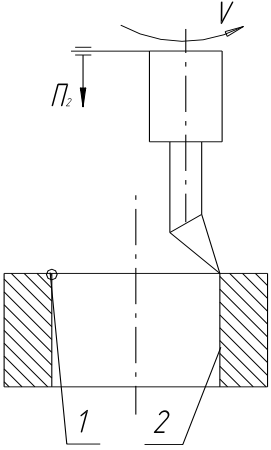
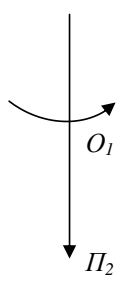
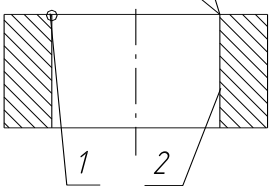
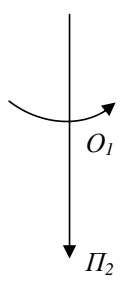
2.1. Вибір комплексу рухів по забезпеченню виробничого циклу

Для визначення необхідного комплексу рухів розглянемо схеми формоутворення при виготовленні деталі – представника, а також обробку інших поверхонь. Взаємозв'язані відносні рухи заготовки і радіального інструменту, які безперервно утворюють утворюючі лінії, а відповідно, поверхню заданої форми в цілому, називають формоутворюючими. Процес утворення поверхонь різанням заключається у тому, що за рахунок взаємозв'язаних відносних рухів заготовок і інструмента безперервно утворюються дві утворюючі лінії при одночасному відносному їх переміщенню.

Таблиця 2.1 – Аналіз формоутворюючих виконавчих рухів верстата для забезпечення обробки деталі

Обробка поверхні	Метод формоутворення	Формоутворюючі рухи	Інші рухи	Схема рухів
1	2	3	4	5
Свердління плоскої поверхні 	1 слід	$\Phi_v(O_1)$	-	
	2 слід	$\Phi_3(O_2)$		
Зенкерування плоскої поверхні 	1 копіювання	O	$B_p(\Pi_2)$	
	2 слід	$\Phi_v(O_1)$		

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4	5
<p>Зенкерування плоскої поверхні</p> 	<p>1 копіювання</p>	<p>O</p>	<p>$B_p(\Pi_3)$</p>	
	<p>1 копіювання</p>	<p>O</p>	<p>$B_p(\Pi_2)$</p>	
<p>Розточування отвору</p> 	<p>1 слід</p>	<p>$\Phi_v(O_1)$</p>	<p>-</p>	
	<p>2 слід</p>	<p>$\Phi_s(\Pi_2)$</p>	<p>-</p>	

1. Формоутворюючі лінії для поверхні, що обробляється:

1 - твірна;

2 - направляюча;

2. Формоутворюючі рухи:

V - головний рух різання;

Π – рух подачі.

Проаналізувавши необхідні схеми формоутворення поверхонь і їх методи, можна зробити висновок, що в проєктованому верстаті необхідно забезпечити наступні рухи:

1. Головний обертовий рух інструменту (O_1);
2. Рух подачі інструменту (Π_2).

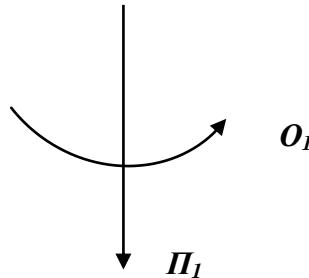


Рис. 2.1. Схема формоутворюючих рухів

2.2 Вибір та обґрунтування структурно-кінематичної схеми верстата

Проаналізуємо кінематичні групи у верстаті:

1. Кінематична група – рух різання $\Phi_v(O_1)$.

Джерело руху – асинхронний електродвигун M_1 .

Виконавчий орган – шпиндель, в якому закріплюється інструмент.

При визначенні числа органів настройки враховуємо:

- рух $\Phi_v(O_1)$ простий, орган настройки на траєкторію відсутній;
- шпиндель має обертовий рух, орган настройки на шлях і вихідну точку відсутні;
- при різанні мітчиком шпиндель виконує пряме і зворотне обертання. У зовнішньому кінематичному зв'язку групи розміщені лише органи настройки на швидкість і напрям.

2. Кінематична група – рух подачі $\Phi_s(\Pi_2)$.

Джерело руху – асинхронний електродвигун M_1 .

Виконавчий орган – свердлильна головка.

При визначенні числа органів настройки враховуємо:

- рух $\Phi_s(\Pi_2)$ простий, орган настройки на траєкторію відсутній;
- настройка на початкову точку і напрям виконується електродвигуном.

Взявши до уваги вище викладене зобразимо структурно – кінематичну схему верстата.

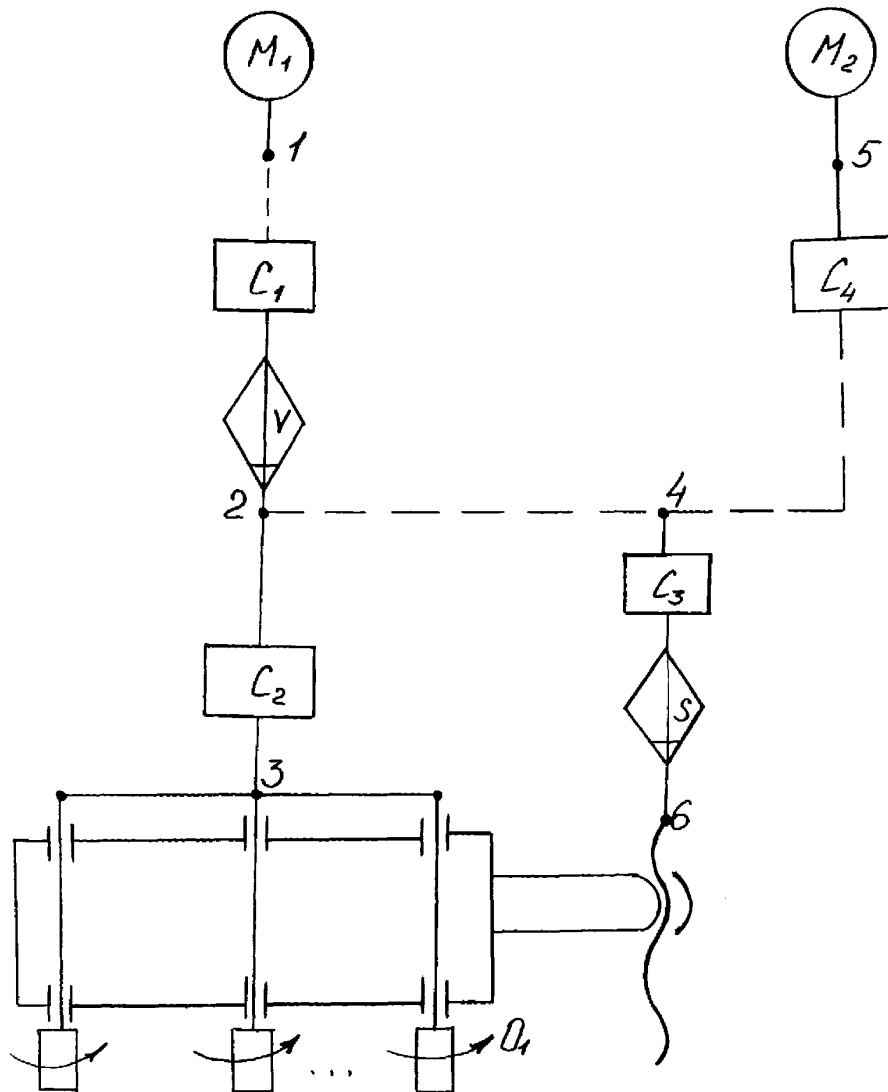


Рис. 2.2. Структурно-кінематична схема верстата

2.3. Обґрунтування модуля верстата та побудова загальної матриці КОМПОНОВОК

Для забезпечення процесу формоутворення необхідно хоча б два рухи: обертовий рух інструментального шпинделя і поступальний рух свердлильної головки. Отже потрібно два блоки, які б могли забезпечити

рухи C, Z . Отже беручи до уваги станину, отримуємо технологічний модуль для свердлильного верстата.

$$TM = \{C, Z, O\}$$

Оскільки для варіацій варіантів компонок є два рухомих елементи і третій стаціонарний, то можлива кількість вертикальних компонок рівна:

$$V = 3! = 6$$

Аналогічно кількість горизонтальних компонок:

$$H = 3! = 6$$

Загальна матриця вертикальних компонок має вигляд:

$$V = \begin{vmatrix} OZC_v^{12} & ZOC_v^{12} & C_vZO \\ OC_v^{12}Z & C_vOZ & ZC_vO \end{vmatrix}$$

Матриця горизонтальних компонок буде мати вигляд:

$$H = \begin{vmatrix} OZC_h^{12} & ZOC_h^{12} & C_hZO \\ OC_h^{12}Z & C_hOZ & ZC_hO \end{vmatrix}$$

Цю матрицю можна представити і в іншому вигляді. Приймаючи позначення обертового руху $C \rightarrow I$, а поступального не обертового $Z \rightarrow I$, будемо мати вигляд матриці:

$$V = \begin{vmatrix} 0\bar{1}\bar{1} & \bar{1}0\bar{1} & \bar{1}\bar{1}0 \\ 0\bar{1}\bar{1} & \bar{1}0\bar{1} & \bar{1}\bar{1}0 \end{vmatrix}$$

Для компоновки типу $0\bar{1}\bar{1}$ характерно те, що відбувається переміщення свердлильної головки і обертання шпинделів, для компоновки типу $\bar{1}0\bar{1}$ - поступальне переміщення стола і обертання шпинделів, для компоновки типу $\bar{1}\bar{1}0$ - обертання оброблюваної заготовки і поступальне її переміщення, для компоновки типу $0\bar{1}\bar{1}$ - обертання шпинделів і поступальне її переміщення, висування, для компоновки типу $\bar{1}0\bar{1}$ - обертання оброблюваної заготовки і поступальне переміщення шпинделів, висування, для компоновки типу $\bar{1}\bar{1}0$ - переміщення стола з оброблюваною заготовкою і його обертовий рух. Для горизонтальних компонок аналітично.

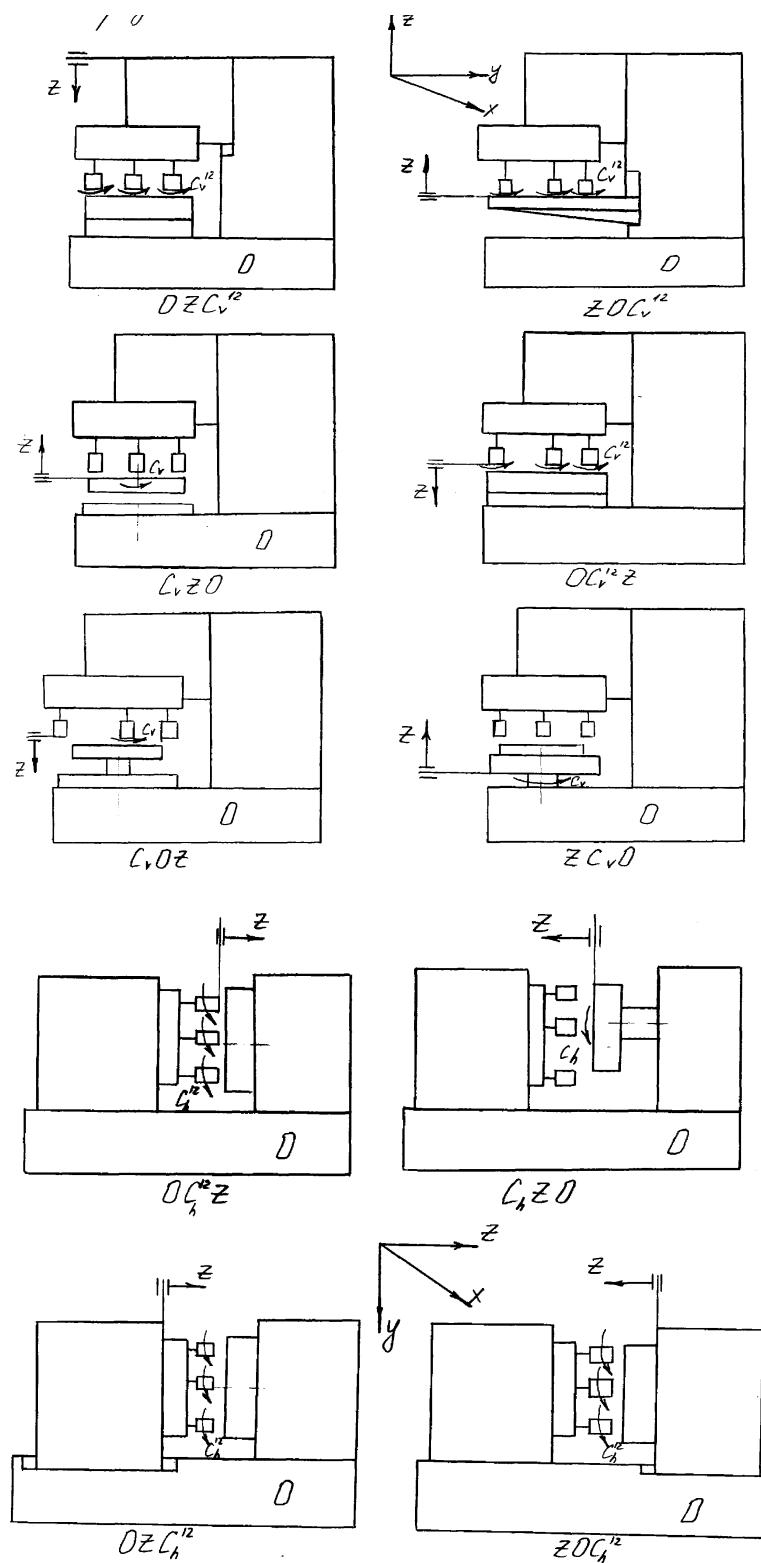


Рис. 2.3. Компонки сверлильних верстатів

Для аналізу верстатів-аналогів розглянемо верстати сверлильної групи: 2Н135, 2170, 2Г175, 2М57.

Поведемо порівняльну технічну характеристику верстатів.

Таблиця 2.2 – Порівняльна технічна характеристика верстатів

Параметри	2Н135	2170	2М57	2Г175
Найбільший умовний діаметр свердла	35	75	75	75
Найбільше вертикальне переміщення стола	300	75 –	–	–
Найбільше вертикальне переміщення свердлильної головки	170	500	–	400
Найбільше горизонтальне переміщення свердлильної головки	–	500 –	1500	–
Найбільше вертикальне переміщення рукава по колоні	–	–	900	–
Конус Морзе отвору шпинделя	4	6	6	2
Число обертів шпинделя в хв.	31,5-1400	22-1018	12,5-1600	22-1000
Подача шпинделя в мм/об	0,1-1,5	0,15-3,2	0,063-3,15	0,05-2,24
Потужність приводу головного руху, кВт	4	10	7,5	11
Габаритні розміри:				
довжина	1245	1630	3620	1500
ширина	815	1220	1550	1800
висота	2690	3445	3875	3650

Для вибору однієї з шести компоновок – оптимальної накладемо граничні умови:

М.1 Умова пов'язана із забезпеченням головного руху.

М.1.1. Обертний рух – рух інструменту

$$M.1.1 = \emptyset + 10C + 01C$$

М.2 Умови, пов'язані на підвищення точності верстата.

М.2.3. вузол вертикального переміщення прилягає до стаціонарного

$$M.2.3 = \bar{0}10 + \bar{0}0\bar{0} + 01C$$

М.3 Умови, пов'язані з динамічними властивостями компонок.

М.3.6. Вертикальне переміщення вузла з меншою масою

$$M.3.6 = \emptyset + \emptyset + OZC$$

Для вибору оптимального варіанту із шести можливих компонок потрібно просумувати приведені граничні умови:

$$M.1.1 = \emptyset + 10C + 01C$$

$$M.2.3 = \bar{0}10 + \bar{0}0\bar{0} + 01C$$

$$\underline{M.3.6 = \emptyset + \emptyset + OZC}$$

$$\emptyset + \emptyset + OZC$$

В результаті сумування трьох умов ми вийшли на оптимальний технологічний модуль:

$$TM = \{O, Z, C\}$$

Для побудови оптимального варіанту компоновки необхідно мати модульний комплект.

Модельний комплект – найменший склад рухів (блоків) для виконання обробки на верстаті; додатково до ТМ містять блоки, що виконують установчі рухи.

$$MK = \{O, Z, W, C\}$$

Оптимальний варіант компоновки, врахувавши розсування шпинделів буде мати вигляд.

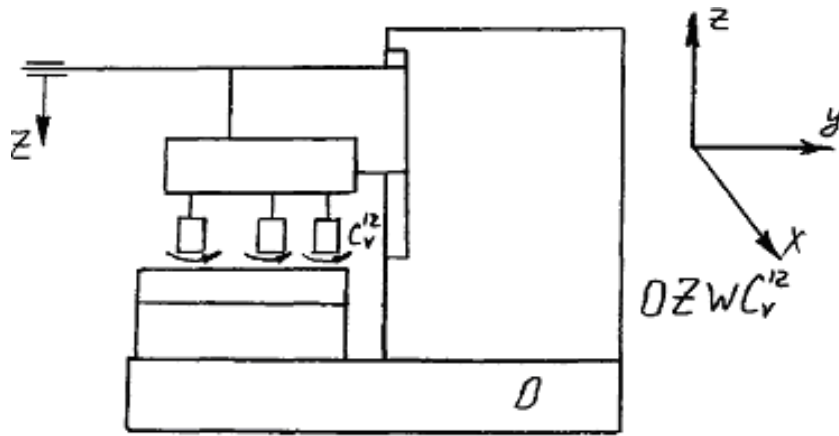


Рис. 2.4 Оптимальний варіант компоновки свердлильного верстата

2.4. Розрахунок режимів різання

Розрахунок режимів різання проводимо для операції свердління.

1. Визначаємо глибину різання при свердлінні за формулою:

$$t = 0,5 D \quad (2.1)$$

де D – діаметр оброблюваного отвору;

$$t = 0,5 \cdot 18,5 = 9,25 \text{ мм}$$

2. Виходячи із матеріалу, назначимо подачу: $S=0,2 \text{ мм/об}$;
3. Визначаємо швидкість при свердлінні за формулою:

$$V = \frac{C_v \cdot D^g}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v, \quad (2.2)$$

де D – діаметр свердла;

T – стійкість інструменту;

S – подача;

K_v – поправочні коефіцієнти.

Отже,

$$C_v=14,7; g=0,25; y=0,55; m=0,125 \text{ [3, ст.269]}$$

$$K_v=K_{mv} \cdot K_{iv}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB} \right)^{UV} = \left(\frac{190}{190} \right)^{1,3} = 1 \quad U_v=1,3 \text{ [3, ст.263]}$$

Отже, визначаємо швидкість:

$$V = \frac{14,7 \cdot 18,5^{0,25}}{45^{0,025} \cdot 0,2^{0,55}} \cdot 1 \cdot 0,83 \cdot 0,82 \approx 16,3 \text{ м / хв}$$

4. Визначаємо частоту обертання за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}, \quad (2.3)$$

де V – швидкість різання;

D – діаметр свердла.

$$n = \frac{1000 \cdot 16,3}{3,14 \cdot 18,5} = 280 \text{ об / хв.}$$

Коректуємо частоту обертання з паспортними даними верстату:
 $n_d = 250 \text{ об / хв.}$

Звідси, визначаємо дійсну швидкість різання:

$$V_d = \frac{\pi d n_d}{1000} = \frac{3,14 \cdot 18,5 \cdot 250}{1000} = 14,5 \text{ м / хв.}$$

5. Визначаємо крутний момент від сил опору різання при свердлінні за формулою:

$$M_{кр} = 10 C_n D^g S^y K_p, \quad (2.4)$$

де D – діаметр свердла;

S – подача;

K_p – поправочний коефіцієнт.

$$C_m = 0,021, g = 20, y = 0,8; [3, \text{ ст.274}]$$

$$K_p = K_{mp} = \left(\frac{HB}{190} \right)^n = \left(\frac{190}{190} \right)^{0,3} = 1$$

Отже,

$$M_{кр} = 10 \cdot 0,21 \cdot 18,5^2 \cdot 0,2^{1,8} \cdot 1 = 19,3 \text{ Н}$$

6. Визначаємо потужність яка витрачається на різання за формулою:

$$N_{еф} = \frac{M_{кр} \cdot n}{4750},$$

де $M_{кр}$ – крутний момент від сил опору різання;

n – частота обертання.

$$N_{ef} = \frac{19,3 \cdot 250}{4750} = 0,49 \text{ кВт}$$

Оскільки одночасно працює 12 шпинделів, то $N_{ef} = 12 \cdot 0,49 = 5,88 \text{ кВт}$.

7. Визначаємо основний час при свердлінні за формулою:

$$T_o = \frac{L}{n \cdot S_o}, \quad (2.5)$$

де L – довжина обробки; $L = l + y + \Delta$

l – довжина отвору, $l = 10 \text{ мм}$;

$y = 0,4 \Delta = 0,4 \cdot 18,5 = 7,4 \text{ мм}$ – перебіг свердла;

$\Delta = 2$ – виступ.

Отже,

$$T_o = \frac{19,4}{250 \cdot 0,2} = 0,5 \text{ хв.}$$

Визначаємо орієнтовні режими різання при мінімальному і максимальному діаметрах свердла при різних оброблюваних матеріалах.

СВЕРДЛІННЯ

Оброблюваний матеріал - Сталь 35

Діаметр свердла – $\varnothing 15 \text{ мм}$

Чорнова: $S = 0,28 \dots 0,3 \text{ мм/об}$; $V = 21 \text{ м/хв}$; $n = 445 \text{ об/хв}$

Чистова: $S = 0,14 \dots 0,20 \text{ мм/об}$; $V = 24 \text{ м/хв}$; $n = 509 \text{ об/хв}$

Діаметр свердла – $\varnothing 75 \text{ мм}$

Чорнова: $S = 0,6 \dots 0,7 \text{ мм/об}$; $V = 22 \text{ м/хв}$; $n = 93 \text{ об/хв}$

Чистова: $S = 0,3 \dots 0,35 \text{ мм/об}$; $V = 27,5 \text{ м/хв}$; $n = 116 \text{ об/хв}$

Оброблюваний матеріал - нержавіюча сталь

Діаметр свердла – $\varnothing 15 \text{ мм}$

Чорнова: $S = 0,28 \text{ мм/об}$; $V = 10,5 \text{ м/хв}$; $n = 222 \text{ об/хв}$

Чистова: $S = 0,2 \text{ мм/об}$; $V = 27,5 \text{ м/хв}$; $n = 276 \text{ об/хв}$

Діаметр свердла – $\varnothing 75 \text{ мм}$

Чорнова: $S = 0,5 \text{ мм/об}$; $V = 7 \text{ м/хв}$; $n = 29 \text{ об/хв}$

Чистова: $S = 0,35 \text{ мм/об}$; $V = 8 \text{ м/хв}$; $n = 33 \text{ об/хв}$

Оброблюваний матеріал - СЧ

Діаметр свердла – Ø15мм

Чорнова: $S=0,57...0,64\text{мм/об}$; $V=21\text{м/хв}$; $n=445\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,35...0,4\text{мм/об}$; $V=25\text{м/хв}$; $n=530\text{об/хв}$

Діаметр свердла – Ø75мм

Чорнова: $S=1,2...1,4\text{мм/об}$; $V=18\text{м/хв}$; $n=76,4\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,6...0,8\text{мм/об}$; $V=23\text{м/хв}$; $n=97\text{об/хв}$

Оброблюваний матеріал - КЧ

Діаметр свердла – Ø15мм

Чорнова: $S=0,57...0,64\text{мм/об}$; $V=30\text{м/хв}$; $n=636\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,35...0,40\text{мм/об}$; $V=34\text{м/хв}$; $n=721\text{об/хв}$

Діаметр свердла – Ø75мм

Чорнова: $S=1...1,2\text{мм/об}$; $V=19\text{м/хв}$; $n=80\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,5...0,6\text{мм/об}$; $V=26\text{м/хв}$; $n=110\text{об/хв}$

Оброблюваний матеріал – сплави кольорових металів

Діаметр свердла – Ø15мм

Чорнова: $S=0,51...0,64\text{мм/об}$; $V=43\text{м/хв}$; $n=912\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,6...0,8\text{мм/об}$; $V=48\text{м/хв}$; $n=1019\text{об/хв}$

Діаметр свердла – Ø75мм

Чорнова: $S=1,2...1,4\text{мм/об}$; $V=34\text{м/хв}$; $n=89\text{об/хв}$

Чистова: $S=0,6...0,8\text{мм/об}$; $V=40\text{м/хв}$; $n=166\text{об/хв}$

3. КОНСТРУКТОРСЬКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1. Кінематичний розрахунок приводу головного руху

В кінематичний розрахунок входить побудова структурної сітки та графіка чисел обертів.

При обробці кольорових матеріалів визначаємо верхню і нижню межу чисел обертів шпинделя за формулами:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot U_{\max}}{\pi \cdot d_{\min}} \cdot n_{\min} = \frac{1000 \cdot U_{\min}}{\pi \cdot d_{\max}} \quad (3.1)$$

де $U_{\max}=48$ м/хв, $U_{\min}=34$ м/хв, $d_{\max}=75$ мм, $d_{\min}=16$ мм.

$$\text{Звідси, } n_{\max} = \frac{1000 \cdot 48}{3,14 \cdot 15} = 1019 \text{ об/хв.}, n_{\min} = \frac{1000 \cdot 34}{3,14 \cdot 75} = 22 \text{ об/хв.}$$

На основі побудови ряду числа ступенів по закону геометричної прогресії визначимо діапазони регулювання за формулою: $R_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}}$

$$R_n = \frac{1019}{22} = 45 \quad (3.2)$$

Для визначення числа ступеней z задамося знаменником ряду геометричної прогресії φ , який для вертикально-свердлильних верстатів дорівнює $\varphi=1,41$.

Число ступеней визначимо за формулою: $z = 1 + \frac{\lg R_n}{\lg \varphi}$;

$$z = 1 + \frac{\lg 45}{\lg 1,41} = 1 + \frac{1,15}{0,14} = 11,5 \quad (3.3)$$

Приймаємо $z=12$.

Структурна формула буде мати вигляд:

$$\begin{aligned} z &= P_1(X_1) \cdot P_2(X_2) \cdot P_3(X_3) \cdot P_4(X_4) \\ z &= 12 = 3_{(1)} \cdot 2_{(3)} \cdot 1 \cdot 2_{(6)} \end{aligned} \quad (3.4)$$

де P_1, P_2, P_3, P_4 – число, яке вказує на кількість передач в кожній незалежній групі.

X_1, X_2, X_3, X_4 – характеристика незалежних груп.

Виходячи з структурної формули будуюмо структурну сітку.

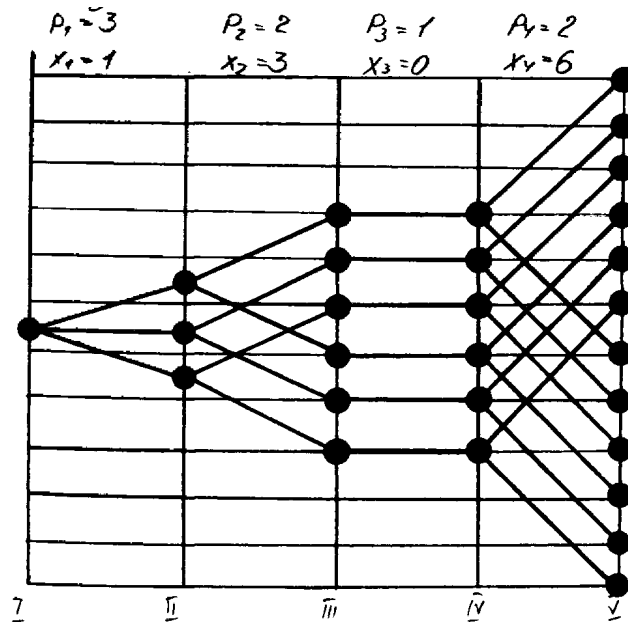


Рис. 3.1. Структурна сітка

Із раніше вирахованих режимів різання для різних операцій вибираємо найменшу частоту обертання шпинделя, для сірого чавуну заготовки $U_1=n_{min}=22$ об/хв.

Уточняємо число обертів шпинделя згідно стандартного значення знаменника φ . Найближче мінімальне значення $n_1=22,4$ об/хв.

Оскільки $X_4 = \frac{\lg 8}{\lg 1,41} = 6$, $X_4=X_{max}=6$, побудова графіка чисел обертів у

вигляді нормальної структури можлива.

Визначаємо загальне передаточне відношення за формулою:

$$n_{заз} = \frac{n_1}{n_{ел.дв}}; \quad n_{заз} = \frac{22,4}{1500} = \frac{1}{66,9}, \quad (3.5)$$

Розбиваємо $n_{заз}$ на складові: $U_1 > U_2 > U_3 > U_4 > U_5$

$$\frac{1}{66,9} = \frac{1}{1,41} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2,82} \cdot \frac{1}{2,11} \cdot \frac{1}{4}$$

Проводимо аналіз кожної групової передачі для побудови графіку чисел обертів.

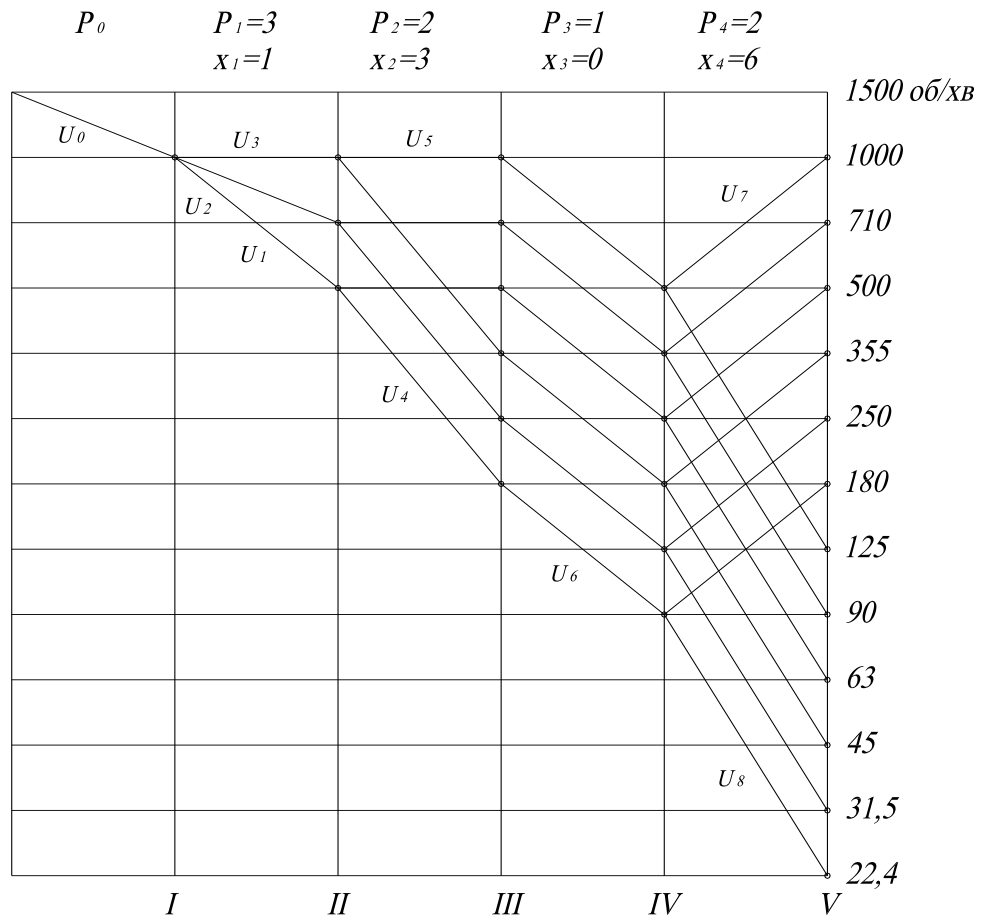


Рис. 3.2. Графік чисел обертів

Визначаємо передаточні відношення і числа зубів коліс зубчастих механізмів. З цього графіку визначаємо передаточні відношення окремих пар зубчастих коліс.

Для графіку чисел обертів на рисунку 3.2 будемо мати:

$$U_0 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,41}; \quad U_1 = \frac{D_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2};$$

$$U_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,41}; \quad U_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = 1; \quad U_4 = \frac{z_8}{z_9} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,41^3} = \frac{1}{1,81}$$

$$U_5 = \frac{z_4}{z_1} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1,41^0} = 1; \quad U_6 = \frac{z_{10}}{z_{11}} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2,11};$$

$$U_7 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \varphi^2 = 1,41^2 = 2; \quad U_8 = \frac{z_{13}}{z_4} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{1,41^4} = \frac{1}{4}$$

Визначаємо числа зубів окремих пар зубчастих коліс враховуючи значення передаточних відношень для кожної незалежної групи. Враховуємо, модуль всіх зубчастих коліс групи однаковий, а міжосьову відстань незмінну.

Враховуючи ці умови, записуємо наступну систему рівнянь:

$$\begin{aligned} z_1 + z_2 &= z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = \sum z \\ \frac{z_1}{z_2} &= U_1; \frac{z_3}{z_4} = U_2; \frac{z_5}{z_6} = U_3 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Після перетворень отримаємо $\sum z_{\min} = 18 \cdot \frac{U_1 + 1}{U_1} = \frac{18 \cdot (1/2 + 1)}{1/2} = 54$.

По таблиці знаходимо, що при мінімальному числі зубів $\sum z = 54$ забезпечити передаточні числа неможливо (значенню $1,41 \sum z = 54$ відповідає густа клітка). Тоді забезпечується вказані передаточні числа рівне 60 і йому відповідають числа зубів:

$$\begin{aligned} z_1 &= 20 & z_2 &= 40 \\ z_3 &= 25 & z_4 &= 35 \\ z_5 &= 30 & z_6 &= 30 \end{aligned}$$

Аналогічно знаходимо числа зубів першої, другої і третьої переборних груп: $U_4 = 1/2,82$ $z_7 = 18$ $z_8 = 50$, $U_5 = 1$ $z_4 = 35$ $z_9 = 33$, $U_6 = 1/2,11$ $z_{10} = 18$ $z_{11} = 38$, $U_8 = 1/4$ $z_{13} = 18$ $z_{14} = 72$, $U_7 = 2$ $z_{12} = 52$ $z_{11} = 38$

Виходячи з цієї умови зобразимо схему коробки швидкостей.

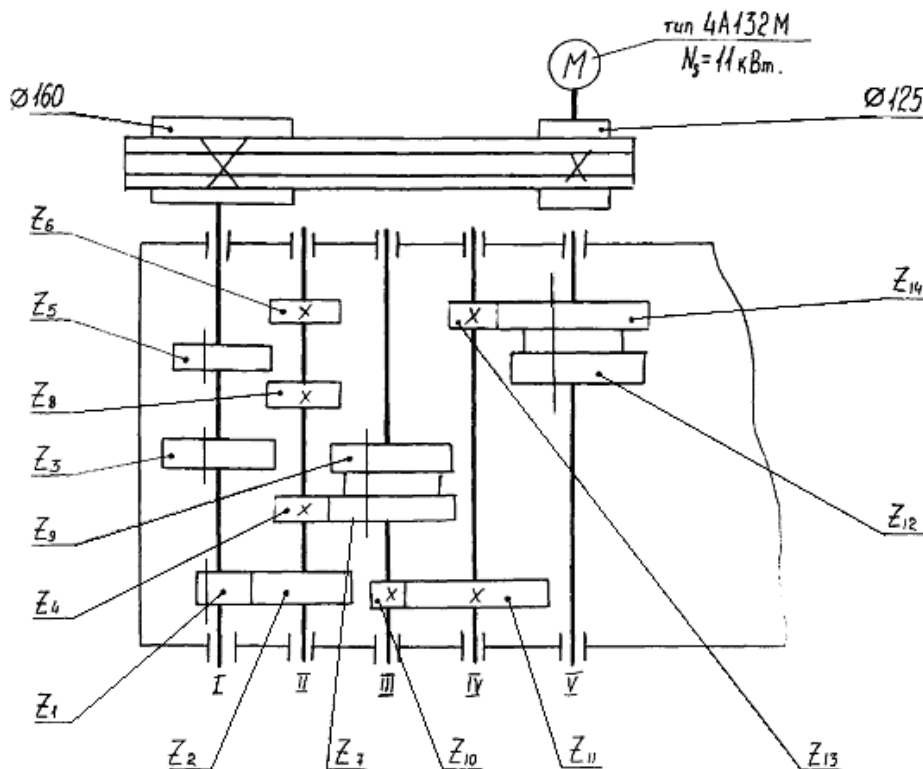


Рис. 3.3. Схема коробки швидкостей

Визначаємо сили різання при найбільшому і найменшому діаметрі свердла. Для визначення сили різання при свердлінні вибираємо оброблюваний матеріал – сірий чавун. В процесі обробки буде діяти осьова сила різання P_0 , яка визначається за формулою:

$$P_0 = 10 \cdot C_p \cdot D^{q_p} \cdot S^{y_p} \cdot K_p, \quad (3.7)$$

Вибираємо $C_p=42,7$, $q_p=1$, $y_p=0,8$

$$K_p = K_{MP} = \left(\frac{HB}{190} \right)^n = \left(\frac{120}{190} \right)^{1,3} = 1,2$$

Визначаємо силу різання при обробці свердлом діаметром 75 мм і подачею 11 мм/об.

$$P_0 = 10 \cdot 42,7 \cdot 75^1 \cdot 1,4^{0,8} \cdot 1,2 = 427 \cdot 75 \cdot 13 \cdot 12 = 49959 \text{ Н}$$

Визначаємо силу різання при обробці свердлом діаметром 15 мм і подачею $S=0,57$ мм/об.

$$P_0 = 10 \cdot 42,7 \cdot 15^1 \cdot 0,57^{0,8} \cdot 1,2 = 427 \cdot 15 \cdot 0,86 \cdot 12 = 6609 \text{ Н.}$$

Найбільш навантаженим режимом роботи буде чорнова обробка заготовки із сірого чавуну з діаметром свердла 15мм і подачею $S=0,57$ мм/об.

Визначаємо потужність шпинделя на процес різання за формулою:

$$N_{\text{риз}} = \frac{M_{\text{кр}} \cdot n}{9750}, \text{ кВт}, \quad (3.8)$$

де $M_{\text{кр}}$ – крутний момент на шпинделі;

n – частота обертання при обробці сірого чавуну.

Крутний момент на шпинделі визначаємо за формулою:

$$M_{\text{кр}} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p, \quad (3.9)$$

$$C_M=0,012 \quad q=2 \quad y=0,8 \quad K_p=1,2.$$

$$\dot{I}_{\text{ед}} = 10 \cdot 0,012 \cdot 15^2 \cdot 0,57 \cdot 1,2 = 0,12 \cdot 225 \cdot 0,63 \cdot 1,2 = 20 \text{ Нм}$$

$$N_{\text{риз}} = \frac{20 \cdot 4450}{9750} = \frac{8900}{9750} = 0,91 \text{ кВт}$$

Оскільки це потужність на один шпиндель, то ефективна потужність визначається за формулою:

$$N_{\dot{a}\dot{o}} = 12 \cdot N_{\dot{\delta}\dot{\zeta}} = 12 \cdot 0,81 = 9,72 \text{ кВт}$$

Якщо від одного приводу здійснюється робочий рух і рух подачі, то необхідно враховувати затрати потужності на рух подачі.

Необхідну потужність двигуна визначимо за формулою:

$$N_{\dot{a}} = \frac{N_{\dot{a}\dot{o}}}{\eta_{\dot{o}}} + N_{\dot{o}\dot{\delta}} + N_{\dot{i}}; \quad (3.10)$$

де N_{ef} – ефективна потужність, яка витрачається на різання;

$N_{x.x.}$ – потужність холостого ходу;

η_p – розрахунковий к.к.д. верстату;

N_n – потужність, яка витрачається на подачу.

Визначаємо втрати потужності на холостому ході за формулою:

$$N_{\dot{o}\dot{\delta}} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot d_{\dot{n}\dot{o}} \cdot (n_1 + n_2 + C \cdot \frac{d_{\dot{o}\dot{i}}}{d_{\dot{n}\dot{o}}} \cdot n_{\dot{o}\dot{i}}), \quad (3.11)$$

де d_{cp} – середнє арифметичне діаметрів всіх опорних шийок валів коробки швидкостей верстату. $D_{cp}=30...50\text{мм}$ – приймають;

d_{unn} – середнє арифметичне значення діаметрів опорних шийок шпинделя, $d_{unn}=70...120\text{мм}$ – приймають;

C – коефіцієнт. Рівний 1,5 – для шпинделя, змонтованого на підшипниках кочення;

n_1, n_2 – частоти обертання валів коробки швидкостей визначимо з графіка чисел обертів:

$$n_1=63 \quad n_2=250 \quad n_3=500 \quad n_4=500 \quad n_5=1000 \text{ об/хв.}$$

$$N_{\dot{o}\dot{\delta}} = 4 \cdot 10^{-6} \cdot 30 \cdot \left(63 + 250 + 500 + 500 + 1000 + 15 \cdot \frac{70}{30} \cdot 63 \right) = 0,3 \text{ кВт}$$

К.К.Д. верстата визначимо використовуючи формулу:

$$\eta = \frac{\eta_{\dot{\delta}\dot{\zeta}}}{1 + \frac{N_{\dot{o}\dot{\delta}}}{N_{\dot{a}\dot{o}}}}; \quad (3.12)$$

де $\eta_{роз}$ – розрахунковий (умовний) коефіцієнт корисної дії верстату.

Величина

$$\eta_{\delta i \zeta} = \eta_i^{a_1} \cdot \eta_{\zeta}^{a_2} \cdot \eta_{i.\delta i \zeta}^{a_3} \cdot \eta_{i.\delta i \zeta}^{a_5} \cdot \eta_{\delta o} \quad (3.13)$$

де η_n , η_3 , $\eta_{п.коч.}$, $\eta_{п.ковз}$ - відповідно к.к.д. передачі і підшипників ковзання і кочення;

a_1, a_2, a_3, a_4, a_5 – відповідно кількість однотипних передач і пар підшипників коробки швидкостей і подач;

$\eta_{кф}$ – коефіцієнт, що враховує втрати потужності в приводі подач. $\eta_{кф}=0,96$.

$$\eta_{\delta i \zeta o} = 0,97 \cdot 0,89^3 \cdot 0,997^4 \cdot 0,96 = 0,92 \cdot 0,96 = 0,88$$

Визначаємо η – к.к.д. верстату:
$$\eta = \frac{0,88}{1 + \frac{0,3}{9,71} \cdot 0,88} = 0,86$$

Визначаємо потужність приводу подач за формулою:

$$N_i = \frac{D_o \cdot S_{o\dot{a}}}{1000 + 4500 \cdot \eta_o} \cdot 0,735 + N_o$$

де P_T – тягове зусилля, прикладене до робочого органу із сторони останньої ланки приводу подач, H ;

$S_{ув}$ – подача в мм/хв;

N_x – потужність холостого ходу приводу подач.

Розрахунковий к.к.д. приводу визначимо за формулою:

$$\eta_{\delta i \zeta} = \eta_3^{a_4} \cdot \eta_{i.\delta i \zeta}^{a_2} = 0,89^3 \cdot 0,997^3 = 0,71 + 0,997 = 0,7$$

$$N_i = \frac{1400 \cdot 12,6}{1000 + 4500 \cdot 0,7} \cdot 0,735 = 0,1 \text{ кВт}$$

Визначаємо необхідну потужність двигуна:

$$N_a = \frac{9,72}{0,86} + 0,3 + 0,1 = 10,6 + 0,3 + 0,1 = 11 \text{ кВт}$$

По знайденому значенню потужності вибираємо електродвигун типу 4А132М4.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика електродвигуна 4А132М4.

<i>Характеристика</i>	<i>Значення</i>
<i>Потужність, кВт</i>	11
<i>Ковзання, %</i>	2,8
<i>К.К.Д., %</i>	87,5

$\text{Cos } \varphi$	0,87
$M_{\max}/M_{\text{НОМ}}$	2,2
$M_H/M_{\text{НОМ}}$	2
$M_{\text{min}}/M_{\text{НОМ}}$	1,6
$I_H/I_{\text{НОМ}}$	75
Момент інерції $\times 10^{-2}$, кг*м ²	10,75

Визначимо розрахункові обертові моменти. Розрахунковий обертовий момент на будь-якому валу визначається за формулою:

$$\dot{O}_{iá} = 9550 \frac{N_{\dot{a}\dot{a}} \cdot \eta}{n_{\dot{a}\dot{a}}}, (\dot{I} \cdot \dot{i}) \quad (3.15)$$

де $N_{\dot{a}\dot{a}}$ - номінальна потужність двигуна;

η - к.к.д. механізму від електродвигуна до розрахункового вала;

$n_{\dot{a}\dot{a}}$ - розрахункова частота обертання вала, $n_{\dot{a}\dot{a}}$ визначається з графіка чисел обертів.

$$\text{Обертовий момент на першому валу: } \dot{O}_{iá_1} = 9550 \frac{11 \cdot 0,92}{1000} = 96,6 \dot{I} \cdot \dot{i}$$

$$\text{Обертовий момент на другому валу: } \dot{O}_{iá_2} = 9550 \frac{11 \cdot 0,92}{500} = 193 \dot{I} \cdot \dot{i}$$

$$\text{Обертовий момент на третьому валу: } \dot{O}_{iá_3} = 9550 \frac{11 \cdot 0,92}{500} = 193 \dot{I} \cdot \dot{i}$$

$$\text{Обертовий момент на четвертому валу: } \dot{O}_{iá_4} = 9550 \frac{11 \cdot 0,92}{250} = 386 \dot{I} \cdot \dot{i}$$

$$\text{Обертовий момент на п'ятому валу: } \dot{O}_{iá_5} = 9550 \frac{11 \cdot 0,92}{63} = 1534 \dot{I} \cdot \dot{i}$$

3.2. Конструювання та розрахунок коробки швидкостей верстата

Коробка швидкостей передає привідному валу (шпинделю) 12 різних чисел обертів з допомогою рухомих блоків шестерень. Опори вузлів поз. 39, 40, 42 коробки швидкостей розміщені в двох плитах, скріплених між собою чотирма стежками, Шестерні коробки швидкостей встановлені на кліщеві вали, що значно спрощує зборку. Остаточний вал V є приводом свердлильної головки, а також на ньому встановлена шестерня поз. 8, яка передає

обертання на коробку подач, механізм подач та гвинт подач. Коробка швидкостей приводиться в обертання електродвигуном через клинопасову передачу. Вона встановлена в чавунний литий корпус поз. 1, який кріпиться на верхньому торці колони. Змазка шестерень та підшипників проводиться централізовано від станції змазки. Підшипники фіксуються за допомогою стопорних кілець поз. 36.

Конструктивний розрахунок приводу головного руху

Розраховуємо модуль значення на перед шпindelльному валу. Перед шпindelльна група передач складається з двох пар передач з числом зубів $Z_{13}=18, Z_{14}=72, Z_{15}=70, Z_{16}=52, n_{розр.}=630б/хв, N_{дв.}=11кВт$.

Передаточні числа відповідно рівні $72/18=4, 70/52=1,3$. Розраховуємо передачу з більшим передаточним відношенням $U=4$. Розрахунковий момент $T_{об}=1534Н\cdot м$. Визначаємо модуль передачі з умови на згині:

$$m_v = 12,63 \sqrt{\frac{T_{об} \cdot K_u}{y \cdot Z_k \cdot \varphi_w [\sigma]_n}} \quad (3.16)$$

Значення „y” згідно таблиці 2 [4, ст.5] для $Z_k=72, y=0,285$.

$$y_w = \frac{6}{m}$$

Приймаємо рівним $y_w=6$. Коефіцієнт перевантаження:

$$K_H = K_n \cdot K_{д.н} \cdot K_{н.р.н} \quad (3.17)$$

Приймаємо рівний характер руху $K_u=1$. Для 6 степені тяжкості і орієнтованої швидкості $5м/сек. K_{д.н}=1,1$. Коефіцієнт $K_{н.р.н}=1$ для жорсткого валу при $y_w/z=6/72 < 0,2$.

$$K_H = 1 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1,1$$

$[\sigma]_n$ – знаходимо, задавшись матеріалом і термообробкою коліс.

Вибираємо шестерні і колеса сталь 45Х з гартуванням ТВ4 до твердості HRC. Для шестерні HRC 55...58, для колеса HRC 50...55, $\sigma_{н.д}=240МПа$.

Коефіцієнт врахування режиму роботи $K_{н.реж}=1,4$.

Звідси $[\sigma]_n = 240 \cdot 1,05 \cdot 1,4 = 350МПа$

$$w_n = 12,6 \sqrt[3]{\frac{15311 \cdot 1,1}{0,285 \cdot 72 \cdot 6 \cdot 350}} = 4,2 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартний модуль $w_n=4,5$. відповідно модулі передач з умови міцності на згин на інших валах визначається аналогічно.

Отже,

на валу *IV* при $z_k=38$ $w_{n4}=3,5$ мм; на валу *III* при $z_k=38$ $w_{n3}=2,5$ мм;

на валу *II* при $z_k=38$ $w_{n2}=2,5$ мм; на валу *I* при $z_k=40$ $w_{n1}=2$ мм.

Визначаємо між осьові відстані. Між осьові відстані з умови поверхневої міцності визначаємо за формулою:

$$A = 10(U + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{332}{U[\sigma_{пов}]}\right)^2 \cdot \frac{T_{об.}}{\phi_l}}; \quad (3.19)$$

Величина $[\sigma_{пов}] = \sigma_{кд} \cdot K_{к.реж}$. $\sigma_{кд} = 900$ МПа. Коефіцієнт $K_{к.реж}$

знаходимо по формулі:

$$K_{к.реж} = K_g \sqrt[6]{\frac{K_N \cdot N_o \cdot P_u}{60 T_p \cdot n_p}}; \quad (3.19)$$

$K_N=1,7$, $K_g=1,2$, $P_u=2$.

Для $T_p=10000$ год.

$$K_{к.реж} = 1,2 \sqrt[6]{\frac{1,7 \cdot 108 \cdot 2}{60 \cdot 10^4 \cdot 63}} = 1,68$$

Звідси, $[\sigma]_{пов} = 900 \cdot 1,68 = 1512$ МПа.

Знаходимо $A_{розр}$:

$$A_{розр} = 10(4 + 3) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{332}{4 \cdot 1512}\right)^2 \cdot \frac{1534}{0,15}} = 150 \text{ мм}$$

Визначаємо величину між осьової відстані, одержану при $w_{n5}=4,5$ мм.

$$A = \frac{w(z_{13} + z_{14})}{2} = \frac{4,5(18 + 72)}{2} = 202 \text{ мм}.$$

Оскільки одержана величина $A > A_{розр}$, то вибране значення модуля забезпечує працездатність передачі по згину і контактній міцності.

Отже, між осьова відстань між валами *V* і *IV* приймаємо по стандарту

$A=200\text{мм}$.

Між осьова відстань між валами IV і III:

$$A_p = 10(2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{332}{2 \cdot 1512}\right)^2 \cdot \frac{386}{0,15}} = 87 \text{ мм}$$

Визначаємо між осьову відстань, одержану при $u_{n4}=3,5\text{мм}$.

$$A = \frac{u(z_{10} + z_{11})}{2} = \frac{3,5(18 + 38)}{2} = 98 \text{ мм}$$

Оскільки, $A > A_{розр}$, то вибране значення модуля забезпечує працездатність передачі по згині, контактній міцності $A=100\text{мм}$.

Міжосьова відстань між валами III і II:

$$A_p = 10(1 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{332}{1 \cdot 1512}\right)^2 \cdot \frac{193}{0,15}} = 72 \text{ мм}$$

Визначаємо між осьову відстань, одержану при $u_{n3}=2,5\text{мм}$.

$$A = \frac{u(z_4 + z_9)}{2} = \frac{2,5(35 + 33)}{2} = 79 \text{ мм}$$

Оскільки $A > A_{розр}$, то вибране значення модуля забезпечує працездатність передачі по згині, контактній міцності $A=80\text{мм}$.

Між осьова відстань між валами II і I:

$$A_p = 10(2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{332}{2 \cdot 1512}\right)^2 \cdot \frac{96,6}{0,15}} = 54 \text{ мм}$$

Визначаємо між осьову відстань, одержану при $u_{n1}=2\text{мм}$.

$$A = \frac{u(z_0 + z_4)}{2} = \frac{2(20 + 40)}{2} = 60 \text{ мм}$$

Оскільки, $A > A_{розр}$, то вибране значення модуля забезпечує працездатність передачі по згині, контактній міцності – $A=63\text{мм}$.

Силовий розрахунок приводу головного руху

Назначаємо матеріал, з якого будемо виготовляти вали. Сталь 40ХН, для якої $[\tau]_{кр}=45\text{МПа}$.

За формулою визначаємо діаметр перед шпindelного вала, для якого $T_{065}=1534\text{Н}\cdot\text{м}$.

$$d_6 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_{кр}}} \quad (3.20)$$

$$d_6 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{1534}{0,2 \cdot 45}} = 50,3 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_6=50\text{мм}$ в місцях посадки зубчастих коліс. Діаметр в місці посадки підшипників $d=40\text{мм}$.

Аналогічно за формулою визначаємо діаметри інших валів, зменшуючи при цьому $[\tau]_{кр}$, оскільки на цих валах буде менше $T_{об}$.

Отже,

$$d_4 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{386}{0,2 \cdot 30}} = 40 \text{ мм}; \quad d_3 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{142}{0,2 \cdot 20}} = 35 \text{ мм};$$

$$d_3 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{142}{0,2 \cdot 20}} = 35 \text{ мм}; \quad d_3 = 10^3 \sqrt[3]{\frac{96,6}{0,2 \cdot 15}} = 30 \text{ мм};$$

Діаметри посадки підшипників відповідні для вала IV – $d=30\text{мм}$, для III і II – $d=30\text{мм}$, для I – $d=25\text{мм}$.

Визначаємо сили, які діють в залежності за формулою:

$$F_t = \frac{2T}{d} \quad (3.21)$$

$$d_1=m \cdot z_1=4,5 \cdot 72=324\text{мм}; d_2=m \cdot z_2=4,5 \cdot 70=315\text{мм}.$$

Отже,

$$F_{t1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 1534 \cdot 10^3}{324} = 9468 \text{ Н}; \quad F_{t2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 1534 \cdot 10^3}{315} = 1739 \text{ Н}.$$

$$F_{a1}=0; \quad F_{a2}=0;$$

$$F_{21} = F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha = 9468 \cdot \text{tg} 20^\circ = 9468 \cdot 0,364 = 3446 \text{ Н};$$

$$F_{22} = F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha = 1739 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1739 \cdot 0,364 = 633 \text{ Н}.$$

Визначаємо реакції в опорах і будуємо епюри крутних моментів.

Вертикальна площина:

$$\Sigma M_{AY}=0;$$

$$-F_{21} \cdot 85 - B_y \cdot 300 + F_{22} \cdot 600 = 0$$

$$B_y = \frac{-F_{z1} \cdot 85 + F_{z2} \cdot 600}{300} = \frac{-3446 \cdot 85 + 3544 \cdot 600}{300} = 6111 \text{ Н}.$$

Для визначення реакції A_y використовуємо:

$$\Sigma Y=0; A_y - F_{z1} = B_y + F_{r2} = 0; -A_y = F_{z1} - B_y + F_{r2} = -3446 - 6111 + 3544 = -6013 \text{ Н}$$

$$\text{Звідси, } A_y = 6013 \text{ Н}$$

Горизонтальна площина:

$$\Sigma M_{AX}=0;$$

$$-F_{t1} \cdot 80 + B_x \cdot 300 + F_{t2} \cdot 600 = 0$$

$$B_x = \frac{-F_{t1} \cdot 85 + F_{t2} \cdot 600}{300} = \frac{-9464 \cdot 85 + 1731 \cdot 600}{300} = -16795 \text{ Н}.$$

Оскільки реакція B_x з значком мінус, то змінюємо напрям напрямлення на протилежний.

Для визначення реакції A_x використовуємо

$$\Sigma X=0; -A_x - F_{t1} + B_x + F_{t2} = 0; A_x = -F_{t1} + B_x + F_{t2} = -9469 + 16795 + 9739 = 17065 \text{ Н}$$

Визначаємо сумарний згинний момент в точці С.

$$M_{32}^c = \sqrt{(M_{32}^{c.6})^2 + (M_{32}^{c.2})^2} \quad (3.22)$$

$$M_{32}^{c.6} = B_y \cdot 300 = 6111 \cdot 300 = 1833300 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{32}^{c.2} = B_x \cdot 300 = 16795 \cdot 300 = 5038500 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{32}^c = \sqrt{1833300^2 + 5038500^2} = 5319 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Визначаємо приведений згинний момент:

$$M_{np} = \sqrt{M_{32}^2 + (\alpha \cdot T_{об})^2} \quad (3.23)$$

$$M_{np} = \sqrt{5319^2 + (0,59 \cdot 1534)^2} = 5395 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо діаметр вала по залежності:

$$d = 10 \sqrt{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma]_{32}}}; \quad (3.24)$$

де $[\sigma]_{32}$ – допустиме напруження на згин $[\sigma_{32}] = 660 \text{ МПа}$.

$$d = 10 \sqrt{\frac{6305}{0,1 \cdot 660}} = 50 \text{ мм}.$$

По одержаних даних будуюмо епюри згинних моментів:

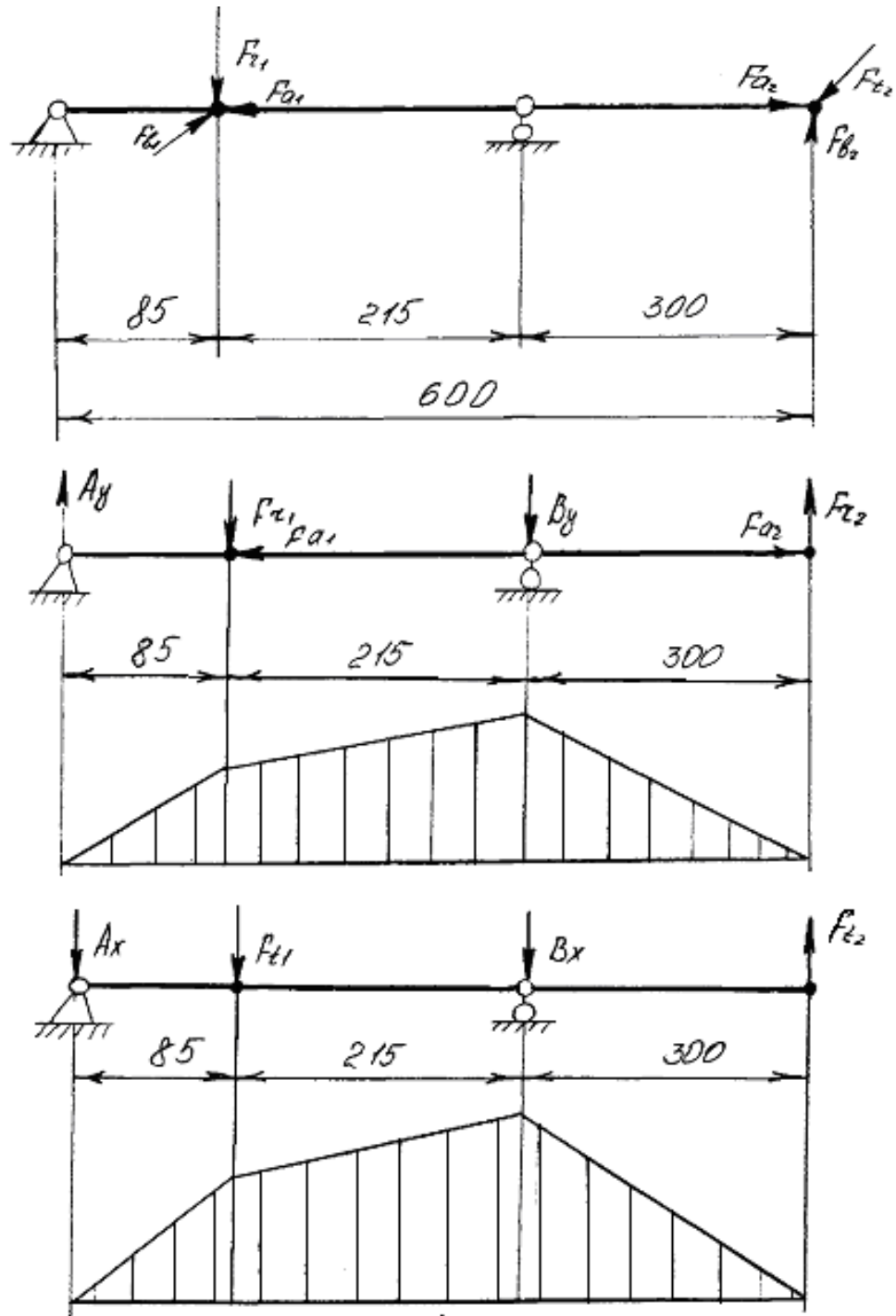


Рис. 3.4. Епюри згинних моментів

3.3. Конструювання та розрахунок шпindelного вузла

Конструювання шпindelного вузла зображена на листі. Опори шпинделя поз. 13 змонтовані в гільзі поз. 2. Основне осьове навантаження сприймає упорний підшипник поз. 23, а вагу шпинделя – підшипник поз. 13. Попередній натяг в підшипниках поз. 23 і поз. 13 регулюють гайкою поз. 5.

Стопоріння гайки поз. 5 здійснюється завдяки стопорного кільця поз. 4. Кінцевик шпинделя вмонтований в вилку поз. 7. Вилка поз. 7 з'єднана з вилкою механізму розсування поз. 9. Ці вилки з'єднані за допомогою сухара поз. 11. Рухоме з'єднання цих вилок створює карданну передачу. Розсування шпинделів здійснюється за допомогою двохшарнірної передачі, яка з'єднує ведучий вал з шпинделем.

Вибір компоновочної схеми шпиндельного вузла

Використання підшипників кочення спеціальних конструкцій в шпинделях верстатів забезпечує високу вантажоздатність, точність обертання, підвищену жорсткість і мінімальні виділення теплоти.

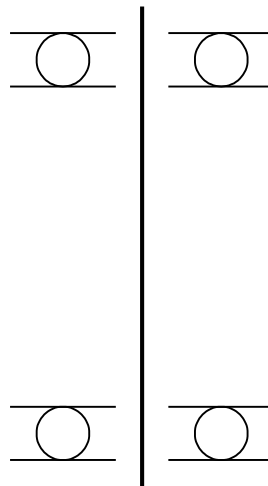


Рис. 3.5. Конструктивна схема шпиндельного вузла на підшипниках кочення

Швидкохідність для даної схеми:

$$d_n < (4 \div 5) \cdot 10^5 \text{ мм} \cdot \text{хв}^{-1} \quad (3.25)$$

Точність підшипника регламентується радіальним та осьовим биттям, кільце, яке обертається, визначає точність обертання шпинделя.

Жорсткість підшипників визначається пружним зближенням тіл кочення з кільцями і контактними деформаціями кілець з спряженими деталями. Жорсткість в основному залежить від типу підшипників і їх діаметру. Осьова жорсткість упорних шарикових підшипників $j=0,118$ кН/мкм для діаметрів 25 мм.

Посадки підшипників кочення повинні мати попередній натяг в

підшипниках, так як вони впливають на точність обертання шпинделя і інші критерії роботоздатності. Внутрішні кільця, що обертаються необхідно встановити з невеликим натягом 2 - 4мкм.

Затрати на тертя в підшипниках кочення оцінюються по моменту тертя або тепловим потоком, B_m , які виділяються в них:

$$Q=0,4 \cdot 10^{-2} R d_n f; \quad (3.26)$$

де R – навантаження на підшипниках;

d – діаметр підшипника;

f – умовний коефіцієнт тертя (для упорних шарикових підшипників $f = 0,002 \div 0,003$);

n – частота обертання, об/хв.

Передня опора:

$$R = F_a \cdot K_b \cdot K_m, \quad (3.27)$$

де F_a – осьове навантаження на підшипник;

$K_b = 1,5, K_m = 1,1, F_a = 250H, R = 250 \cdot 1,5 \cdot 1,1 = 412H.$

$$Q = 0,4 \cdot 10^{-2} \cdot 412 \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 0,002 = 494Wm$$

Задня опора:

$$R = 180 \cdot 1,5 \cdot 1,1 = 297H$$

$$Q = 0,4 \cdot 10^{-2} \cdot 297 \cdot 1,5 \cdot 10^5 \cdot 0,002 = 356Wm$$

Теплота, що виділяється в підшипнику, нагріває шпиндельний вузол та корпус, що в свою чергу веде до деформацій. Кінцеве регулювання натягу здійснюється при встановленій температурі, тому що початково встановлений натяг змінюється через нерівномірність нагріву зовнішнього і внутрішнього кільця.

Вибір геометричної характеристики шпиндельного вузла

- діаметр шпинделя d в передній і задній опорах:

$$d = 25mm$$

- міжопорна відстань:

$$l = 190mm$$

- діаметр в міжопорній частині:

$$d_m = (0,9 \div 1,0) \cdot d = 22,5 \div 25 \text{ мм}$$

- виліт шпинделя:

$$c = (1,2 \div 2,1) \cdot d = 156 \text{ мм}$$

В шпинделях верстатів для забезпечення високої вантажопідйомності, точності обертання, підвищення жорсткості і мінімальних виділень теплоти, в основному використовують підшипники кочення.

Для прийняття осьових навантажень використовують упорні підшипники в звичайному виконанні. В якості передньої і задньої опор використовуємо підшипник шариковий упорний одинарний по ГОСТ 6874-75.

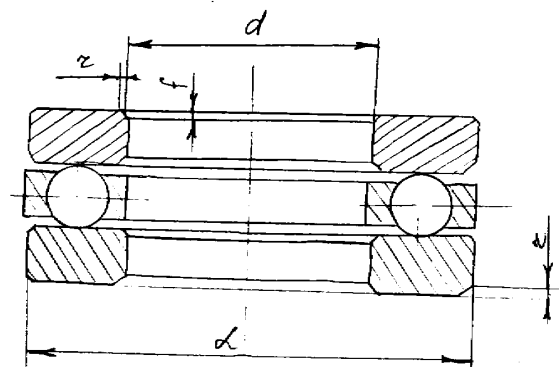


Рис. 3.6. Підшипник

Таблиця 3.2 – Характеристика елементів підшипника

Позначення	d, мм	d ₁ , мм	D, мм	H, мм	r, мм	C _a , Н	C _{ол} , Н	U, об/хв		Шарики		Маса, кг
								n	p	D _r	z	
8105	25	25,2	47	15	1,0	2250	4620	1000	6300	7,94	13	0,060

Ущільнення шпиндельних вузлів служать для захисту підшипників від попадання в них грязі, пилюки і охолоджуючої рідини, а також запобігають витіканню мастильних матеріалів із підшипника. В шпиндельних вузлах частіше всього використовують різні безконтактні лабіринтні ущільнення для зменшення тепловиділення в вузлі і виключання зношування ущільнення. Для надійної їх роботи необхідно, щоб радіальні зазори в них були не більше 0,2÷0,3 мм. В шпиндельних вузлах, які працюють в тяжких умовах, лабіринт заповнюють твердими мастильними матеріалами, а при рідкому мастильному матеріалі деколи роблять продувку повітря через ущільнення.

Для підвищення жорсткості підшипників, а також ліквідування зазорів (що підвищує точність обертання) в них використовують попередній натяг, тобто прикладають постійно попередню силу. В упорних підшипниках осьовий зазор між кільцями і тілами кочення обумовлює деяку свободу взаємного переміщення кілець одне відносно одного в осьовому напрямку. Величина осьових зазорів в підшипниках кочення вибирається з урахуванням характеристик опор, умов монтажу і регулювання підшипників.

Вибір підшипника з оптимальних для даних умов експлуатації осьовим зазором дозволяє забезпечити раціональне розміщення навантаження між тілами кочення, максимальне зменшення вібрації підшипника при роботі, необхідне зміщення вала і корпуса в осьовому напрямку, зменшення шуму, який виникає при роботі підшипника.

В упорних підшипниках регульованого типу, осьова гра досягається шляхом осьового переміщення кілець підшипника.

Таблиця 3.3 – Рекомендована гра для упорних підшипників

<i>Номинальний діаметр</i>	<i>Тип</i>
До 50	8105 10/20*
* - в чисельнику дані найменшої границі осьової гри	

Ці величини відповідають нормальним умовам експлуатації підшипників, при яких температура внутрішніх кілець не повинна перевищувати температуру зовнішніх кілець більше, ніж на 10°C . Різниця температур вала і корпуса складає $\sim 10\text{-}20^{\circ}\text{C}$, робоча частота обертання u_p підшипника менша або рівна половині граничної допустимої частоти обертання u для підшипників даного типорозміру. Якщо $u_p > 0,5u$, то правильне положення шариків на доріжці кочення повинно підтримуватися граничним навантаженням підшипників осьової сили, наприклад допомогою пружини.

Розрахунок діаметра шпindelного вузла

Жорсткість між опорами лімітується величиною $250\text{-}500 \text{ Н/мм}$, що лімітує діаметр шпінделя. Для розрахунку діаметра шпінделя

використовуємо формулу:

$$d \geq \sqrt[4]{(0,05 \div 0,1)l^3}, \quad (3.28)$$

де l – відстань між опорами шпинделя, $l=190\text{мм}$;

$$d = \sqrt[4]{(0,05 \div 0,1) \cdot 190^3} = 24 \div 28\text{мм}.$$

Уточнений розрахунок діаметра шпиндельного вузла

Уточнений розрахунок шпиндельного вузла будемо проводити з умови осьової стійкості вала шпинделя. Для цього скористаємося формулою:

$$P_{к.о} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}; \quad (3.29)$$

де $P_{к.о}$ – критична осьова сила, H ;

E – модуль пружності, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{МПа}$

I – осьовий момент інерції, $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$;

l – міжопорна відстань, $l = 190\text{мм}$.

Отже, $P_{к.о} = 49959 \text{Н}$.

$$P_{к.о} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot \pi \cdot d^4}{64 \cdot l^2} \quad (3.30)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{\pi^3 E}{64 P_{к.о}} \cdot l^2} = \sqrt[4]{\frac{3,14^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{49959 \cdot 64 \cdot 190^2}} = \sqrt[4]{\frac{30,96 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{49959 \cdot 64 \cdot 31600}} = 24,73 \text{мм}$$

З умови осьової стійкості попередньо визначений діаметр однаковий. Приймаємо $d = 25\text{мм}$.

Розрахунок статичної жорсткості шпиндельного вузла

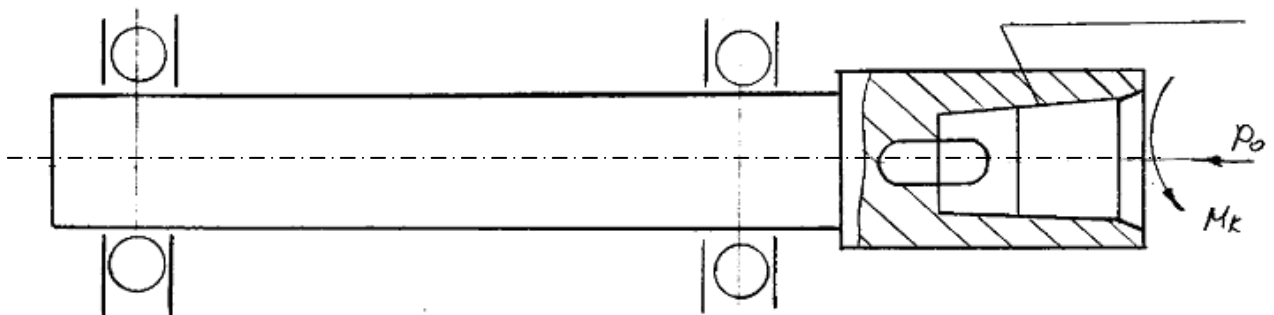


Рис. 3.7 Конструктивна схема

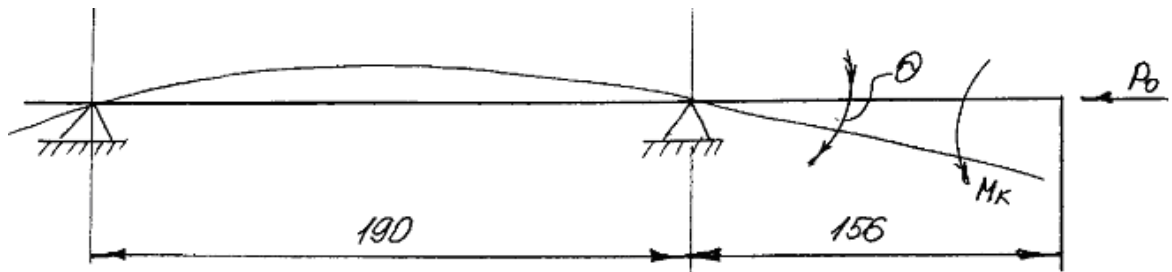


Рис. 3.8. Розрахункова схема

Шпиндель даного верстата будемо розраховувати на кут закручування. Кут закручування визначаємо за формулою:

$$\Theta = \frac{M_{кр} \cdot l}{6 EI_k}, \quad (3.31)$$

де Θ – кут повороту шпинделя;

$M_{кр}$ – крутний момент;

l – міжопорна відстань;

E – модуль пружності;

I_k – осьовий момент інерції,

$$I_k = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 26^4}{64} = 19165 \text{ мм}^4$$

$$\Theta = \frac{20000 \cdot 190}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 19165} = 0,00015 \text{ рад.}$$

Отже, кут повороту осі шпинделя в передній опорі забезпечується, оскільки: $\Theta < [\Theta] = 0.001 \text{ рад.}$

Розрахунок шпиндельного вузла на осьову жорсткість

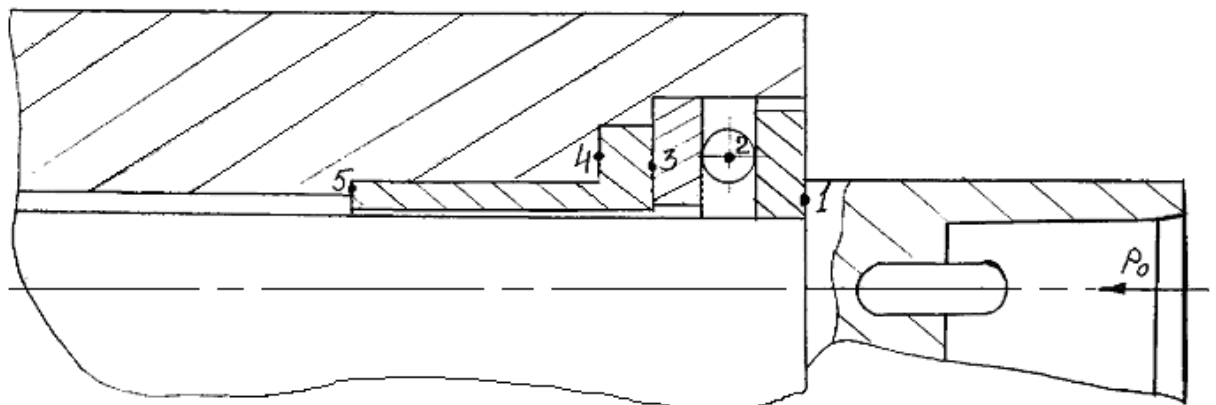


Рис. 3.9. Конструктивна схема

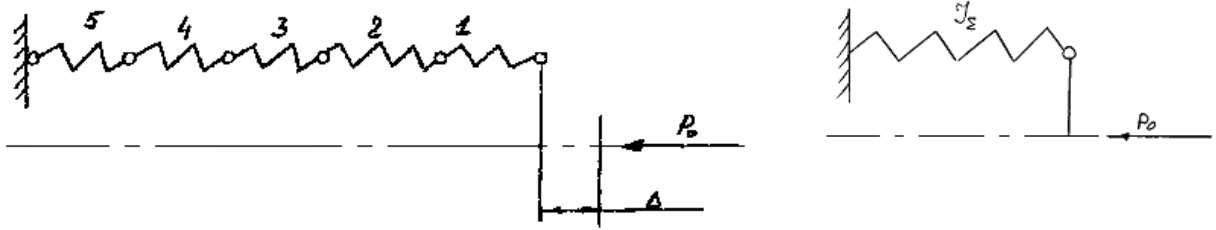


Рис. 3.10. Розрахункова та еквівалентна схеми ШВ

Визначимо стики:

$I_{1,3,4,5}$ – плоскі нерухомі стики;

I_2 – підшипник.

Здійснюємо приведення розрахункової схеми:

$$I_{1,2} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} \text{ – послідовне з'єднання;}$$

$$I_{1,2,3} = \frac{I_{1,2} \cdot I_3}{I_{1,2} + I_3} \text{ – послідовне з'єднання;}$$

$$I_{1,2,3,4} = \frac{I_{1,2,3} \cdot I_4}{I_{1,2,3} + I_4} \text{ – послідовне з'єднання;}$$

$$I_{1,2,3,4,5} = I_{\Sigma} = \frac{I_{1,2,3,4} \cdot I_5}{I_{1,2,3,4} + I_5} \text{ – послідовне з'єднання.}$$

Розрахунок податливості стиків

В даному випадку лінійна податливість визначається за формулою:

$$C_{\text{л}} = \partial \delta / \partial p ; \quad (3.32)$$

де $\partial \delta$ – лінійне переміщення в напрямку сили P_0 .

Для багатьох контактуючих елементів конструкції контактна деформація розраховується за формулою:

$$\delta = CP^m, \quad (3.33)$$

де C – коефіцієнт, який залежить від матеріалу та видів механічної обробки контактних поверхонь;

m – показник ступеня;

P – сила.

$$l_{\text{л}} = mC_p^{m-1}, \quad (3.34)$$

Для розрахунку деформації також використовують коефіцієнт контактної податливості C_z . Тоді контактна деформація розраховується за формулою:

$$\delta = C_z \cdot Z^m, \quad (3.35)$$

де Z – контактне напруження.

$$CP^m = C_z Z^m, \quad (3.36)$$

$$C = C_z (Z / P)^m = C_z / P^m,$$

де P – площа контакту.

В залежності від з'єднання контактуючих поверхонь, контактні деформації розраховуються за формулою:

$$l_n = \frac{C_z}{2 \cdot F^{0,5} P^{0,5}}, \quad (3.37)$$

де $C_z = 1,9 \cdot 10^{-9} \text{ м}^2 \text{ Н}^{1/2}$ – для пар сталь-сталь, сталь-чавун.

Податливість підшипників вираховуємо за формулою:

- для однорядних кулькових підшипників:

$$l_n = \frac{dz}{dp} = \frac{2}{3} K_m P^{-1/3}, \quad (3.38)$$

де K_m – коефіцієнт контактної податливості.

Коефіцієнт контактної податливості для опорних кулькових підшипників визначається за формулою:

$$K_m = \frac{110 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{z^2 d_{ш}}}, \quad (3.39)$$

де z – кількість шариків, $z = 17$ шт;

$d_{ш}$ – діаметр шарика, $d_{ш} = 0,556$ см.

$$K_m = \frac{110 \cdot 10^{-6}}{\sqrt[3]{17^2 \cdot 0,556}} = 20,5 \cdot 10^{-6} = 2,1 \cdot 10^{-3}$$

Для подальшого розрахунку приймаємо, що $P_o = 12792 \text{ Н}$.

Визначаємо податливість для першого стиску:

$$C_1 = \frac{C_z}{2P^{0,5}F^{0,5}} = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 12792^{0,5} \cdot 894,11^{0,5}} = 2,8 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(1764 - 625)}{4} = 894,11 \text{ мм}^2$$

$$I_1' = \frac{1}{C_1} = 3,571 \cdot 10^6 \text{ Н / мм}$$

Визначаємо податливість для підшипника:

$$c_2 = \frac{2}{3} K_u P^{-1/3} = \frac{2}{3} \cdot 2,1 \cdot 10^{-5} / 12792^{1/3} = \frac{4,2 \cdot 10^{-5}}{3 \cdot 971} = 8,187 \cdot 10^{-6} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$I_2' = \frac{1}{C_2} = \frac{1}{8,187 \cdot 10^{-6}} = 1,221 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо податливість для третього стика:

$$C_3 = \frac{C_2}{2P^{0,5}F^{0,5}} = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 12792^{0,5} \cdot 769,3^{0,5}} = 3,032 \cdot 10^{-2} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(47^2 - 28^2)}{4} = 769,3 \text{ мм}^2$$

$$I_3 = \frac{1}{C_3} = \frac{1}{3,032} \cdot 10^7 = 3,297 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо податливість для четвертого стика:

$$C_4 = \frac{C_3}{2P^{0,5}F^{0,5}} = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 12792^{0,5} \cdot 715,9^{0,5}} = 3,146 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$F_4 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(44^2 - 32^2)}{4} = 715,9 \text{ мм}^2$$

$$I_4 = \frac{1}{C_4} = \frac{1}{3,146} \cdot 10^7 = 3,178 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо податливість для п'ятого стика:

$$C_5 = \frac{C_3}{2P^{0,5}F^{0,5}} = \frac{1,9 \cdot 10^{-9} \cdot 10^6}{2 \cdot 12792^{0,5} \cdot 188,4^{0,5}} = 6,131 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

$$F_4 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{3,14(32^2 - 28^2)}{4} = 188,4 \text{ мм}^2$$

$$I_5 = \frac{1}{C_5} = \frac{1}{6,131} \cdot 10^7 = 1,63 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Розрахунок осьової жорсткості шпиндельного вузла

Розраховуємо осьову жорсткість за раніше визначеною формулою:

$$I_{\Sigma} = \frac{I_{1,2,3,4} \cdot I_5}{I_{1,2,3,4} + I_5}, \quad (3.40)$$

Визначимо осьову жорсткість для послідовного з'єднання 1-2:

$$I_{1,2} = \frac{I_1 \cdot I_2}{I_1 + I_2} = \frac{3,571 \cdot 10^6 \cdot 1,221 \cdot 10^5}{3,571 \cdot 10^6 + 1,221 \cdot 10^5} = \frac{43,6}{36,9} \cdot 10^6 = 1,18 \cdot 10^6 \frac{H}{мм}$$

Визначаємо осьову жорсткість для послідовного з'єднання 1,2-3:

$$I_{1,2,3} = \frac{I_{1,2} \cdot I_3}{I_{1,2} + I_3} = \frac{1,18 \cdot 10^6 \cdot 3,297 \cdot 10^6}{1,18 \cdot 10^6 + 3,297 \cdot 10^6} = \frac{3,89}{4,477} \cdot 10^6 = 8,68 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}$$

Визначаємо осьову жорсткість для послідовного з'єднання 1,2,3-4:

$$I_{1,2,3,4} = \frac{I_{1,2,3} \cdot I_4}{I_{1,2,3} + I_4} = \frac{8,68 \cdot 10^5 \cdot 3,178 \cdot 10^6}{8,68 \cdot 10^5 + 3,178 \cdot 10^6} = \frac{27,58}{40,46} \cdot 10^6 = 6,81 \cdot 10^5 \frac{H}{мм}$$

Визначаємо осьову жорсткість для послідовного з'єднання 1,2,3,4-5:

$$I_{1,2,3,4,5} = I_{\Sigma} = \frac{I_{1,2,3,4} \cdot I_5}{I_{1,2,3,4} + I_5} = \frac{6,81 \cdot 10^5 \cdot 1,63 \cdot 10^6}{6,81 \cdot 10^5 + 1,63 \cdot 10^6} = \frac{11,1}{8,44} \cdot 10^6 = 1,31 \cdot 10^6 \frac{H}{мм}.$$

Розрахунок жорсткості опор

Жорсткість підшипників визначається пружним зближенням тіл кочення з кільцями і контактними деформаціями кілець з спряженими деталями. Жорсткість залежить, головним чином, від типу підшипника і їх діаметра.

Оскільки в даному шпиндельному вузлі, в якості передньої і задньої опор стоять упорні одинарні шарикові підшипники, які сприймають осьове навантаження, то жорсткість будемо визначати за формулою:

$$I_a = \frac{F_a}{\delta_{oa} + 2S}; \quad (3.41)$$

де F_a – осьове навантаження в підшипнику;

δ_{oa} – осьова податливість підшипника;

$2S$ – повна осьова гра в підшипнику.

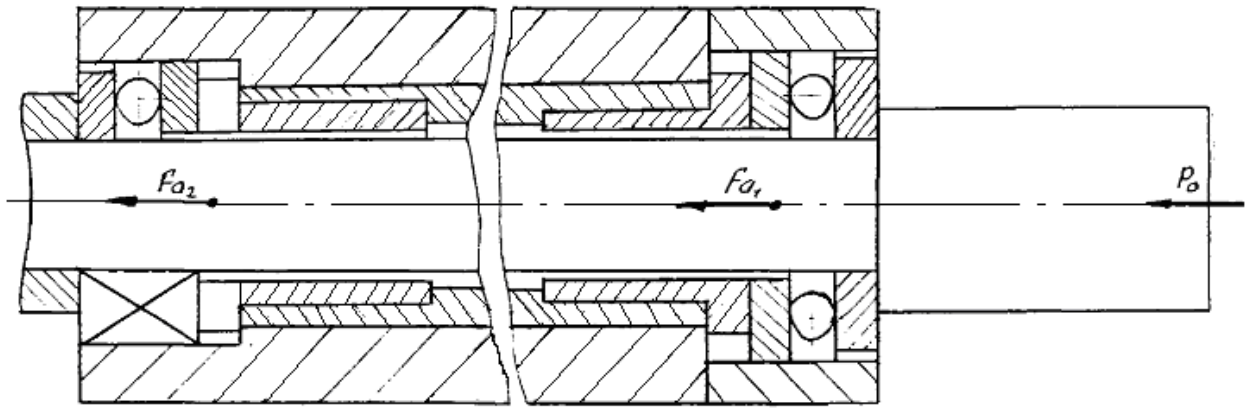


Рис. 3.11. Сприйняття підшипником осьового навантаження

Осьова податливість δ_{oa} – визначається тільки в контактї тіл кочення з дорожжками кочення (осьова податливість) в контактї кілець підшипника з спряженими торцевими поверхнями вала і корпусу (в даному випадку не враховується).

Осьову податливість підшипника визначаємо за формулою:

$$\delta_{oa} = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q_o^2}{D_k}}, \quad (3.42)$$

де Q_o – зусилля, яке сприймається найбільш навантаженим тілом кочення, H ;

D_k – діаметр тіла кочення, mm ;

α – кут контакту підшипника.

Зусилля, яке сприймається найбільш навантаженим тілом кочення, визначаємо за формулою:

$$Q_o = \frac{F_a}{z \sin \alpha}, \quad (3.43)$$

де F_a – осьове навантаження в підшипнику, $P_o = F_a = 4025 H$;

z – кількість шариків, $z = 13$;

α – кут контакту, $\alpha = 90^\circ$.

Отже, визначаємо навантаження передньої опори:

$$Q_{o1} = \frac{F_{a1}}{z \sin \alpha} = \frac{4025}{13 \cdot \sin 90^\circ} = 309,6 H$$

Податливість передньої опори:

$$\delta_{oa} = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q_{o1}^2}{D_{\kappa}}} = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 90^0} \sqrt[3]{\frac{309,6^2}{7,94}} = 5 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{12072} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 22,2 = 1,11 \cdot 10^{-2} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Шорсткість передньої опори:

$$I_{a1} = \frac{F_{a1}}{\delta_{oa} + 2S} = \frac{4025}{1,11 \cdot 10^{-2} + 2 \cdot 20} = 9,065 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Визначаємо навантаження другої опори:

$$Q_{o2} = \frac{1/3 F_{a1}}{z \sin \alpha} = \frac{1/3 \cdot 4025}{13 \cdot \sin 90^0} = 1032 \text{ Н}$$

Податливість передньої опори:

$$\delta_{oa2} = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{\sin \alpha} \sqrt[3]{\frac{Q_{o2}^2}{D_{\kappa}}} = \frac{5,0 \cdot 10^{-4}}{\sin 90^0} \sqrt[3]{\frac{1032^2}{7,94}} = 5 \cdot 10^{-4} \sqrt[3]{1341,34} = 5 \cdot 10^{-4} \cdot 10,7 = 53,8 \cdot 10^{-4} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Жорсткість задньої опори:

$$I_{a2} = \frac{F_{a2}}{\delta_{oa} + 2S} = \frac{1341,34}{53,8 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 20} = 6,23 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Динамічний розрахунок шпindelного вузла

Для розрахунку динамічних властивостей шпindelного вузла побудуємо розрахункову схему.

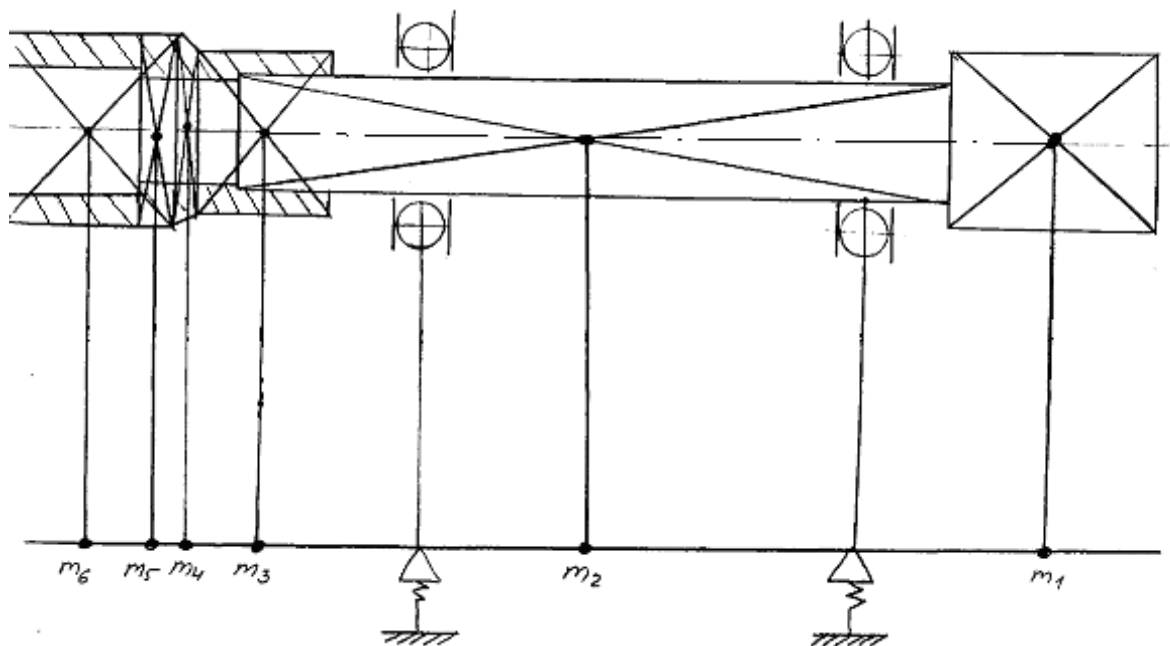


Рис. 3.12. Розрахункова схема шпindelного вузла

Таким чином, шпindel змінюється системою із шістьма зосередженими масами:

- вала;
- вилки.

Ці маси замінюємо на дві зосереджені маси.

Визначення приведених мас ділянок шпindelного вузла

Шпindel це система із розподіленою масою, тому замінюємо на систему з зосередженою масою на невагомій балці.

Метод приведення мас полягає у розбиванні розподіленої маси на ділянки постійного діаметру, для цих ділянок визначають центр мас і вся маса ділянки приводиться до центра мас. Уся система із зосередженими масами приводиться до двохмасової системи.

Приведення мас здійснюється з умови рівності першої власної частоти реальної системи і розрахункової.

Розраховуємо маси ділянки за формулами:

$$m_i = \frac{\pi d_i^2}{4} l \rho, \text{ кг} \qquad m_i = \frac{\pi (D_i^2 - d_i^2)}{4} l \rho, \text{ кг} \qquad (3.44)$$

де D_i , d_i - відповідно зовнішній і внутрішній діаметр ділянки шпинделя, мм;

l – довжина ділянки, мм;

ρ – густина матеріалу шпинделя, кг/мм³.

Отже, маси ділянок дорівнюють:

$$m_1 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l \rho = \frac{3,14 (42^2 - 28^2)}{4} \cdot 156 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 (1764 - 784)}{4} \cdot 156 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,936 \text{ кг}$$

$$m_2 = \frac{\pi d^2}{4} l \rho = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} \cdot 190 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 625}{4} \cdot 190 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,727 \text{ кг}$$

$$m_3 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l \rho = \frac{3,14 (45^2 - 22^2)}{4} \cdot 25 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 (400 - 484)}{4} \cdot 25 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,0636 \text{ кг}$$

$$m_4 = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} l \rho = \frac{3,14 (45^2 - 22^2)}{4} \cdot 7 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 (2025 - 484)}{4} \cdot 7 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,066 \text{ кг}$$

$$m_5 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l \rho = \frac{3,14(45^2 - 22^2)}{4} \cdot 20 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14(2025 - 484)}{4} \cdot 20 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,188 \text{ кг}$$

$$m_6 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} l \rho = \frac{3,14(45^2 - 22^2)}{4} \cdot 30 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = \frac{3,14(2025 - 484)}{4} \cdot 30 \cdot 78 \cdot 10^{-6} = 0,227 \text{ кг}$$

При приведенні багатомасової системи до двохмасової приводять до кінців. До консольної частини шпинделя формула приведення мас має вигляд:

$$m_{np5} = m_1 + m_2 \frac{a_1^2(l + a_1)}{a_2^2(l + a_2)}, \quad (3.45)$$

$$m_{np5} = 0,188 + 0,227 \frac{65^2(190 + 65)}{75^2(190 + 95)} = 0,188 + 0,227 \frac{4225 \cdot 255}{9025 \cdot 285} = 0,283 \text{ кг};$$

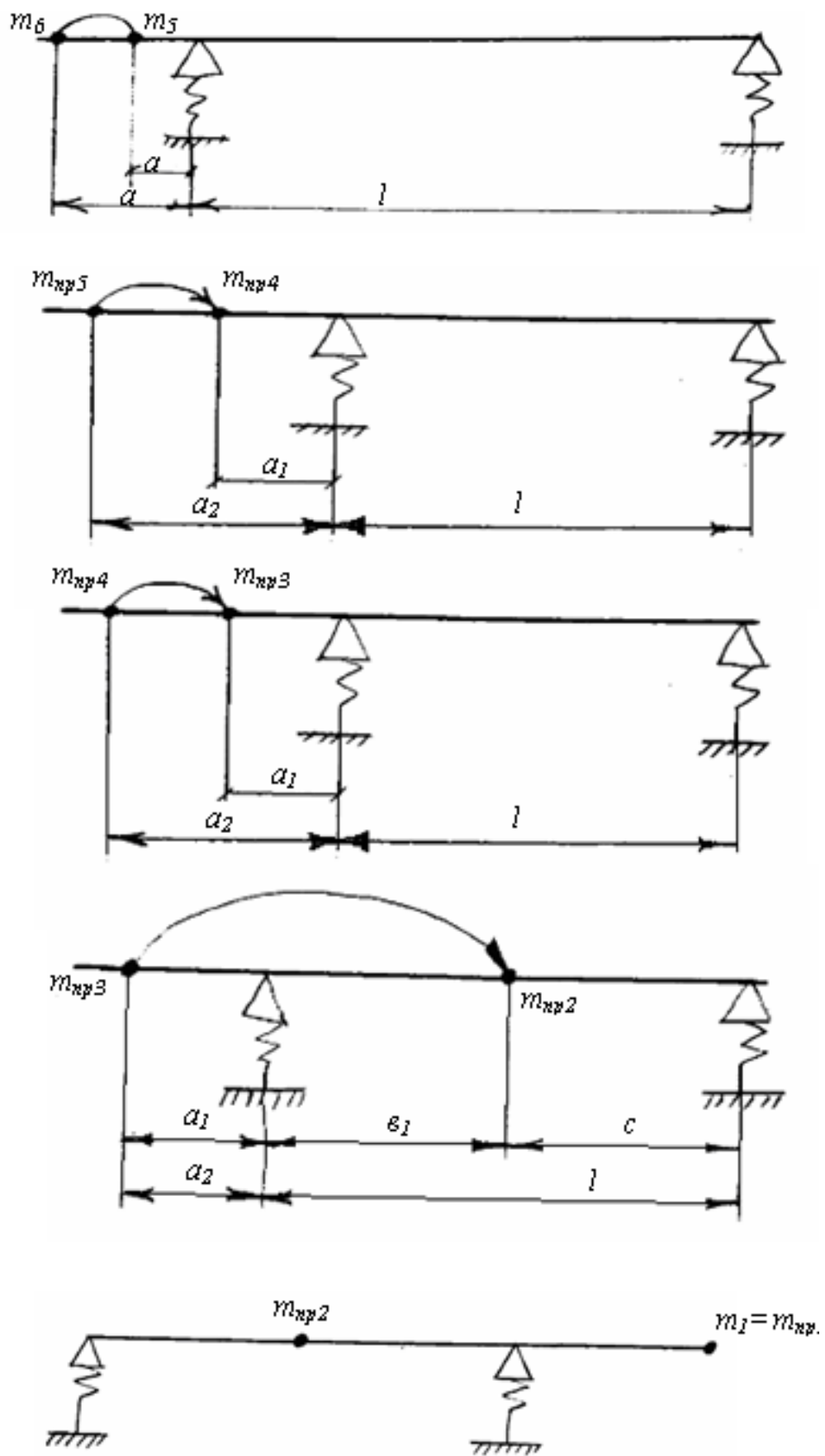
$$m_{np4} = m_4 + m_{np5} \frac{55^2(190 + 55)}{65^2(140 + 65)} = 0,666 + 0,283 \frac{3025 \cdot 245}{4225 \cdot 255} = 0,261 \text{ кг}$$

$$m_{np3} = m_{np4} \frac{a_1^2(l + a_1)}{a_2^2(l + a_2)} + m_3 = 0,0636 + 0,261 \frac{42^2(190 + 42)}{55^2(140 + 55)} = 0,0636 + 0,261 \frac{1764 \cdot 232}{3025 \cdot 245} = 0,21 \text{ кг}$$

Формула для приведення мас з консольної частини в міжопорну частину шпинделя має вигляд:

$$m_{np} = m_1 + m_2 \frac{a_1^2 b_1^2}{c^2(c + l) \cdot l}, \text{ кг} \quad (3.46)$$

$$m_{np2} = m_2 + m_{np3} \frac{c_1^2 b_1^2}{a_1^2(a_1 + l) \cdot l} = 0,727 + 0,21 \frac{42^2 \cdot 95^2}{95^2(95 + 190) \cdot 190} = 0,727 + 0,21 \frac{9764 \cdot 9025}{9025 \cdot 285 \cdot 190} = 0,733 \text{ кг}$$



Ри. 3.13 Приведення до двохмасової системи ШВ

Отже, в результаті багатомасова система приведена до двох масової системи із приведеними масами у консольній і прольотній частині шпинделя.

Математична модель розрахунку власних частот і форм коливань шпиндельного вузла

Розглянемо коливання системи, положення всіх мас якої визначається з n - незалежних координат.

Переміщення j -І маси через сили має вигляд:

$$Y_j = \sum F_j \delta_{ij}, \quad (3.47)$$

де δ_{ij} – коефіцієнт впливу податливості.

На систему діють зовнішні сили $P(t)$ і сили інерції:

$$\begin{aligned} X_j &= -m_i \ddot{x}_j + P_j(t); \\ Y_j &= \sum_{j=1}^n -m_i \ddot{x}_j + P_j(t); \\ X_j + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_j &= P_j(t) \\ X_i + \sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_j \delta_{ij} &= \sum_{j=1}^n P_j(t) \delta_{ij} \end{aligned} \quad (3.48)$$

В матричній формі це рівняння набуває вигляду:

$$x + M \delta \ddot{x} = P(t) \delta, \quad (3.49)$$

де $x = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \dots \\ x_n \end{pmatrix}$ - матриця - стовбець переміщення;

$\ddot{x} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \dots \\ \ddot{x}_n \end{pmatrix}$ - матриця – стовбець прискорень;

$$m = \begin{vmatrix} m_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & m_2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & m_n \end{vmatrix} \text{ - діагональна матриця мас;}$$

$$\delta = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{n1} & \delta_{n2} & \dots & \delta_{nn} \end{vmatrix} \text{ - квадратична матриця коефіцієнтів впливу}$$

податливості.

При відсутності збурюючої сили $P(t)=0$ переміщення j -ї точки буде:

$$x_j = -\sum_{j=1}^n m_j x_j \delta_{ij} \quad (3.50)$$

Розв'язок цього рівняння у вигляді для гармонійних коливань буде:

$$x_j = u_j \cos(pt + \varphi); \quad (3.51)$$

де p – кругова частота;

φ - фаза коливань;

u_j – амплітуда коливань.

$$x_j = -u_j p_j^2 \cos(pt + \varphi)$$

$$u_j \cos(pt + \varphi) = \sum_{j=1}^n m_j u_j p_j^2 \cos(pt + \varphi) \delta_{ij}$$

$$u_j = p^2 \sum_{i=1}^n m_j \delta_{ij} u_i$$

$$p^2 \sum_{i=1}^n m_j \delta_{ij} u_j u_i = 0$$

Для того, щоб однорідна система рівнянь мала не нуль рішень необхідно, щоб визначник системи дорівнював нулю.

$$\Delta = \begin{vmatrix} P_{m1}^2 \cdot \delta_{11-1} & P_{m2}^2 \cdot \delta_{12} & \dots & P_{mn}^2 \cdot \delta_{1n} \\ P_{m1}^2 \cdot \delta_{21} & P_{m2}^2 \cdot \delta_{22-1} & \dots & P_{mn}^2 \cdot \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{m1}^2 \cdot \delta_{n1} & P_{m2}^2 \cdot \delta_{n2} & \dots & P_{mn}^2 \cdot \delta_{nn-1} \end{vmatrix}$$

Система з n – ступенями вільності має n власних частот коливань:

$$p^2 = p^2 k, \text{ де } k=1 \dots n \quad (3.52)$$

Кожній власній частоті відповідає певна форма коливань, тобто певне співвідношення між всіма амплітудними відхиленнями u_j , тобто для кожної із частот p_k можна визначити відповідну форму коливань, яка характеризується амплітудними відхиленнями u_{jk} , u_{2k} , u_{nk} , де $j=1 \dots n$ – номер переміщення (номер маси); k – номер форми коливань.

Кожному номеру k відповідає розв'язок рівняння у формі:

$$Y_i = u_{jk} \cos(p_k t + \varphi_k) \quad (3.53)$$

Форма коливань дає уяву про форму лінії балки на певній власній частоті.

Власні частоти нумеруються від $k=1$ до $k=n$.

Якщо для j -ї маси прийняти амплітуду коливань $u_{jk}=1$, то амплітуди коливань решти мас визначити через прийняте:

$$\begin{aligned} x + \delta m \ddot{x} &= 0; \\ x &= u \cos(pt + \varphi); \end{aligned} \quad (3.54)$$

де $u=(u_1, u_2 \dots u_n)$ – матриця – стовпець амплітуд.

$$\begin{aligned} u - p^2 \delta m &= 0; \\ u/E - p^2 \delta m &= 0; \end{aligned} \quad (3.55)$$

де E – одинична матриця.

$$\Delta = A_1(p^2) - p^2 \delta m - E = \begin{vmatrix} p^2 m_1 \delta_{11-1} & \dots & \dots \\ p^2 m_1 \delta_{21} & \dots & \dots \\ p^2 m_1 \delta_{n1} & \dots & \dots \end{vmatrix}$$

Кожній власній частоті p_k відповідає свій стовпець амплітуд.

Стовпець u_k відповідає умові:

$$\left| p_k^2 \delta m - E \right| u_k = 0 \Rightarrow A_1 u_k = 0 \quad (3.56)$$

Необхідно знайти матрицю $C(p^2)=Ad_i A$ – транспонована матриця і є алгебраїчним доповненням матриці A .

$$C(p^2) = \begin{vmatrix} a_{22}a_{33} - a_{32}a_{23} & \dots & \dots \\ -a_{21}a_{33} + a_{31}a_{13} & \dots & \dots \\ a_{21}a_{32} - a_{22}a_{31} & \dots & \dots \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} u_{11} & \dots & \dots \\ u_{21} & \dots & \dots \\ u_{31} & \dots & \dots \end{vmatrix}$$

Якщо прийнемо, що $u_n=1$

$$u_{21} = \frac{a_{31}a_{23} - a_{21}a_{33}}{a_{22}a_{33} - a_{32}a_{23}} \quad (3.57)$$

Розрахунок моментів інерції січення

Приведений момент інерції визначимо за формулою:

$$I_{np} = \frac{\sum I_i l_i}{\sum l_i} ; \quad (3.58)$$

де I_i – момент інерції січення окремих ділянок;

l_i – відповідні довжини.

$$I_1 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14(42^4 - 28^4)}{64} = 1,22511 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$I_2 = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{3,140,025^4}{64} = 1,9 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$I_3 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14(0,03^4 - 0,022^4)}{64} = 2,8 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$$

$$I_4 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14(0,045^4 - 0,022^4)}{64} = 2,87 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$I_5 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14(0,045^4 - 0,022^4)}{64} = 2,87 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$I_6 = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = \frac{3,14(0,045^4 - 0,028^4)}{64} = 1,71 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4$$

$$\begin{aligned} I_{\text{в}} &= \frac{I_1 l_1 + I_2 l_2 + I_3 l_3 + I_4 l_4 + I_5 l_5 + I_6 l_6}{l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + l_6} = \\ &= \frac{1,22 \cdot 10^{-7} \cdot 156 + 1,9 \cdot 10^{-8} \cdot 190 + 2,8 \cdot 10^{-8} \cdot 25 + 2,87 \cdot 10^{-7} \cdot 7 + 2,87 \cdot 10^{-7} \cdot 20 + 1,71 \cdot 10^{-7} \cdot 30}{156 + 190 + 25 + 7 + 20 + 30} = \\ &= \frac{1,9 \cdot 10^{-5} + 3,61 \cdot 10^{-6} + 7 \cdot 10^{-7} + 20 \cdot 10^{-6} + 5,74 \cdot 10^{-6} + 5,13 \cdot 10^{-6}}{428} = \frac{3,618 \cdot 10^{-5}}{428} = \\ &= 8,45 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4 = 8,45 \cdot 10^4 \text{ мм}^4 \end{aligned}$$

Для знаходження коефіцієнтів впливу податливості використовуємо епюри моментів від дії приведених мас.

$$\delta_{1,2} = \frac{x\varepsilon}{6EI}(l + \varepsilon)(2l + \varepsilon); \quad (3.59)$$

$$\delta_{12} = \frac{78 \cdot 25}{6 \cdot 190 EI}(190 + 25)(2 \cdot 190 + 25) = \frac{6 \cdot 5 \cdot 10}{EI} \cdot 285 \cdot 475 = \frac{8,79 \cdot 10^5}{EI};$$

Коефіцієнт впливу податливості δ_{22} буде добутком епюри M_{np2} саму на себе:

$$\delta_{22} = \frac{\varepsilon(l + \varepsilon)}{6EI}(2l\varepsilon + 2\varepsilon^2) = \frac{\varepsilon^2(l + \varepsilon)^2}{3EI}; \quad (3.60)$$

$$\delta_{22} = \frac{95^2(190 + 95)^2}{3 \cdot 190 EI} = \frac{1,42 \cdot 10^5}{EI}.$$

Розрахунок власних частот і форм коливань

Із математичної моделі видно, що величина амплітуди визначається за формулою:

$$u_i = p^2 \sum m_j u_j \delta_{ij} \quad (3.61)$$

Отже величина першої амплітуди:

$$u_1 = p^2 m_1 u_1 \delta_{11} + p^2 m_2 u_2 \delta_{12} \quad (3.62)$$

Величина другої амплітуди дорівнює:

$$u_2 = p^2 m_2 u_1 \delta_{21} + p^2 m_2 u_2 \delta_{22} \quad (3.63)$$

Приведені маси $m_{np1}=m_1$, $m_{np2}=m_2$ приводимо до узагальненої маси m_1 , яка рівна m_1 , а маса $m_2=0,78m_1$, які замінені одиничними системами.

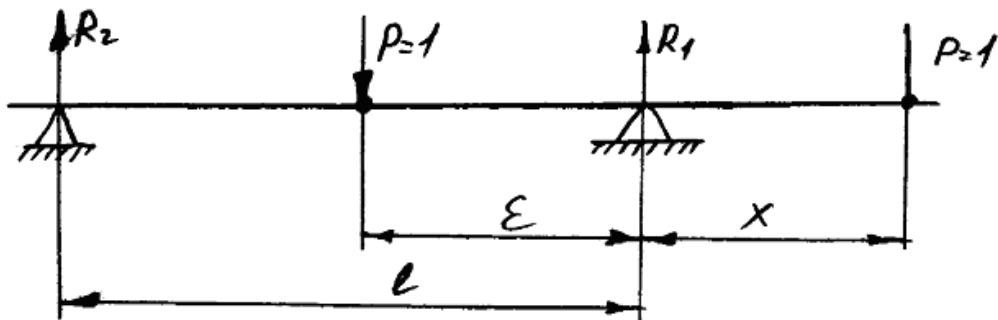


Рис. 3.14. Розрахункова схема

$$x = 78 \text{ мм} \quad \varepsilon = 95 \text{ мм} \quad l = 190 \text{ мм}$$

Епюри моментів від дії одиничної сили, прикладеної замість приведеної маси m_{np1} та маси m_{np2} показано на рис.3.15.

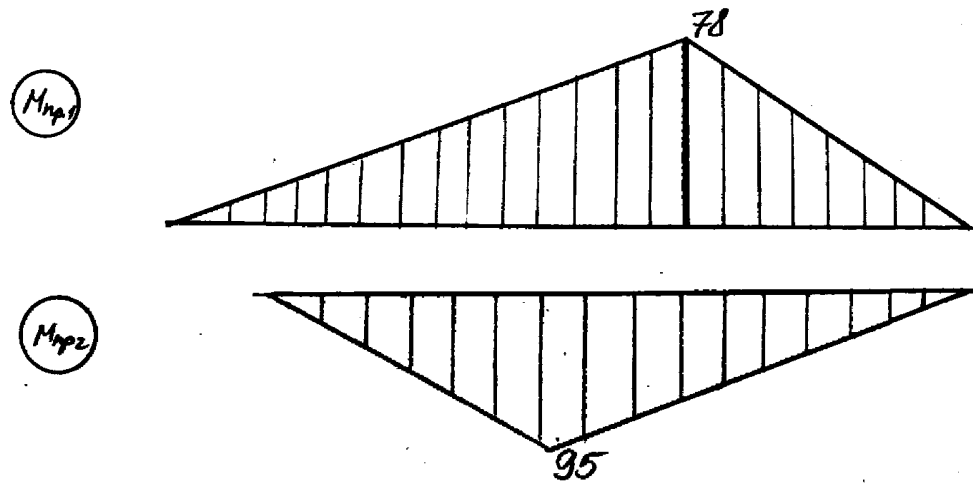


Рис. 3.15. Епюра моментів від одичної сили

Коефіцієнт податливості δ_{11} буде добуток епюри M_{np1} саму на себе:

$$\delta_{11} = \frac{x^2}{3EI}(l+x) = \frac{78^2}{3EI}(190+78) = \frac{1,6 \cdot 10^6}{3EI}.$$

Коефіцієнт впливу податливості δ_{12} буде добуток епюри M_{np1} на M_{np2} .

Підставимо значення коефіцієнтів впливу податливості у рівняння:

$$u_1 = \frac{mp^2}{EI}(u_1 \cdot 1,6 \cdot 10^6 + u_2 \cdot 8,79 \cdot 10^5 \cdot 0,78);$$

$$u_2 = \frac{mp^2}{EI}(u_1 \cdot 2,19 \cdot 10^5 + u_2 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,78).$$

Приймаємо $\frac{mp^2}{EI} = z$,

$$u_1 = z(u_1 \cdot 1,6 \cdot 10^6 + u_2 \cdot 8,79 \cdot 10^5 \cdot 0,78);$$

$$u_2 = z(u_1 \cdot 2,19 \cdot 10^5 + u_2 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,78).$$

Замінімо у системі рівнянь числові значення на буквені для полегшення розв'язку системи рівнянь:

$$u_1 = zu_1 a_1 + zu_2 a_2;$$

$$u_2 = zu_1 b_1 + zu_2 b_2;$$

$$u_1(za_1 - 1) - zu_2 a_2 = 0;$$

$$u_2(zb_2 - 1) - zu_1 b_1 = 0;$$

$$\begin{vmatrix} za_1 - 1 & z a_2 \\ z b_1 & zb_2 - 1 \end{vmatrix} = 0$$

Розв'язком цієї матриці буде квадратне рівняння:

$$z^2 a_1 b_2 - z a_1 - z b_2 + 1 - z^2 b_1 a_2 = 0 \quad (3.64)$$

При підстановці числових значень рівняння набуло вигляд:

$$z^2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,78 - z \cdot 1,6 \cdot 10^6 - z \cdot 1,42 \cdot 10^5 \cdot 0,78 + 1 - z^2 \cdot 2,19 \cdot 10^5 \cdot 8,79 \cdot 10^5 = 0;$$

$$- z^2 \cdot 1,77 \cdot 10^{11} - z \cdot 1,6 \cdot 10^6 - z \cdot 1,1 \cdot 10^5 - z^2 \cdot 1,92 \cdot 10^{11} + 1 = 0$$

$$- z^2 \cdot 1,5 \cdot 10^{10} - z \cdot 1,71 \cdot 10^6 + 1 = 0$$

$$z^2 \cdot 1,5 \cdot 10^{10} + z \cdot 1,71 \cdot 10^6 - 1 = 0$$

Розв'язком цього рівняння буде:

$$z_1 = 114 \cdot 10^{-4}; \quad z_2 = 6,67 \cdot 10^{-6}.$$

Частоту коливань шпиндельного вузла визначаємо за формулою:

$$z = \frac{m p^2}{EI}, \quad (3.65)$$

де m – узагальнена вага, H ;

$$m = 0,936 \cdot 9,8 = 9,17 \text{ H};$$

E – модуль пружності, $H/мм$;

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ H/мм};$$

I – приведений момент інерції, $мм^4$;

$$I = 8,45 \cdot 10^4 \text{ мм}^4.$$

Із цієї формули P рівне:

$$P_{1,2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{71,2 EI}{m}}; \text{ Гц} \quad (3.66)$$

$$P_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1,14 \cdot 10^{-4} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,45 \cdot 10^4}{9,17}} = 469 \text{ Гц};$$

$$P_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{6,67 \cdot 10^{-6} \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 8,45 \cdot 10^4}{9,17}} = 113 \text{ Гц}.$$

Частота обертання шпинделя знаходиться в межах від $22,4 \div 1000 \text{ об/хв}$, що відповідає частотам коливань від 3 до 50 Гц . Частоти власних коливань знаходяться в межах 469 Гц до 113 Гц . Ці значення більші від вимушених частот коливань, а це виключає роботу шпинделя у резонансі, тобто коли вимушені і власні частоти шпиндельного вузла співпадають.

Знаходимо формулу коливань із першого рівняння системи рівнянь:

$$u_1 = zu_1 a_1 + zu_2 a_2;$$

$$u_1 - zu_1 a_1 = zu_2 a_2;$$

$$u_1(1 - za_1) = zu_2 a_2;$$

$$\frac{u_2}{u_1} = \frac{1 - za_1}{za_2};$$

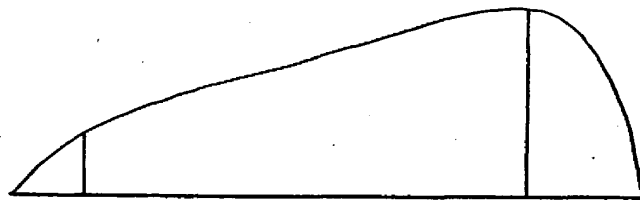
$$u_{11} = u_{12} = 1$$

$$u_{21} = \frac{1 - z_1 a_1}{z_1 a_2} = \frac{1 - 1,14 \cdot 10^{-4} \cdot 1,6 \cdot 10^6}{1,14 \cdot 10^{-4} \cdot 8,79 \cdot 10^5} = 0,09176;$$

$$u_{22} = \frac{1 - z_2 a_1}{z_2 a_2} = \frac{1 - 6,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1,6 \cdot 10^6}{6,67 \cdot 10^{-7} \cdot 8,79 \cdot 10^5} = -0,16.$$

Отже, форма коливань буде мати вигляд:

$k=1$



$k=2$

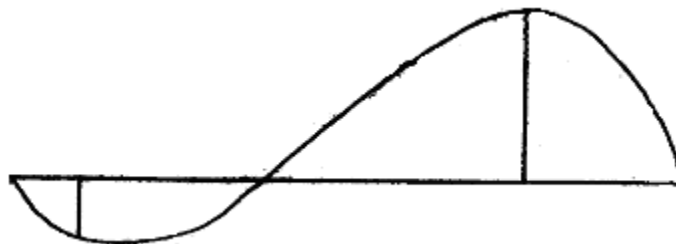


Рис. 3.16. Форми коливань ШВ.

3.4. Конструювання та розрахунок багатошпindelної свердлильної головки

Свердлильна головка представляє собою чавунну відливку коробчастого перерізу, на якій монтується плита з валиками поз.6 для передачі обертів шпинделям через шарнірні муфти. Корпус свердлильної головки поз.1 має прямокутні направляючі, а в нижній частині є Т-подібні

пази для кріплення кронштейну з шпинделями.

Шестерні приводних валиків мають шліцевий отвір і встановлені на шліцеві валики для покращення умов зборки. При допомозі витяжного валика шестерню можна перемістити вздовж валика, який має три фіксованих положення, при цьому валиком можна дати два числа обертів і третє положення – відключення валика від обертання.

1. Вибір режимів різання.

Матеріал оброблюваної деталі *C420* з твердістю $HB=190\div 210$. Діаметр оброблюваного отвору $\varnothing 18,5\text{мм}$. Свердло - із швидкорізальної *Сталі P9*. Приймаємо стійкість свердла $T=100\text{хв}$ машинного часу.

Користуючись формулою при свердлінні визначаємо значення подачі і швидкості різання з врахуванням стійкості $T=100\text{хв}$. Для свердла $\varnothing 18,5\text{мм}$:
 $S_{18,5}=0,2\text{ мм/об}$

$$v = \frac{c_v D q}{T^m S^y} K_v, \quad (3.67)$$

де $C_v=14,7$; $q=0,25$; $m=0,125$; $y=0,55$; [3, ст. 281]

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{lv} \cdot K_{vv}$$

$$K_{mv} = \left(\frac{190}{HB} \right)^{n_v} = \left(\frac{190}{190} \right)^{1,3} = 1;$$

$$v = \frac{14,7 \cdot 18,5^{0,75}}{100^{1,125} \cdot 0,2^{0,55}} \cdot 1 \cdot 0,83 \cdot 0,82 = 16,3 \text{ м/хв}$$

Звідси числа обертів рівні:

$$n_{1,2,5} = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot d} = \frac{1000 \cdot 16,3}{3,14 \cdot 18,5} = 280 \text{ об/хв}$$

Виходячи з паспортних даних верстата коректуємо частоту обертання $n_0=250\text{ об/хв}$.

Хвилинна подача буде рівна:

$$S_{18,5}=250 \cdot 0,2=50 \text{ мм/хв.}$$

2. Визначаємо осьову силу різання P_o , крутний момент M і потужність двигуна.

Осьова сила різання $P=4077\text{Н}$. Крутний момент $M_{кр}=19,3\text{Н}\cdot\text{м}$.
 Потужність електродвигуна $N_0=5,88\text{кВт}$.

3. Вибір кінематичної схеми верстату.

На основі даних про оброблювальну деталь і верстат приймаємо
 слідує кінематичну схему:

- 1) обертання всіх шпинделів праве;
- 2) кожне зубчасте колесо розташовують між двома опорами.

Оскільки в свердлильній головці перший вал буде вихідним валом
 коробки швидкостей і передаточне відношення $u=1$, то:

$$\begin{aligned} u_1 &= z_1 / z_2; \quad u_1 = 1; \\ u_2 &= z_3 / z_4; \quad u_2 = 1,826; \\ u_3 &= z_5 / z_6; \quad u_3 = 0,455; \\ u_4 &= z_7 / z_8. \quad u_4 = 2,2. \end{aligned}$$

Виходячи з цієї умови можна записати слідує залежність:

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = z_7 + z_8 \\ z_1/z_2 = u_1; \quad z_3/z_4 = u_2; \quad z_5/z_6 = u_3; \quad z_7/z_8 = u_4 \end{cases}$$

$$\text{Звідси: } \begin{cases} z_1 + z_2 = \sum z \\ z_1/z_2 = u_1 \end{cases}$$

Приймаючи $z_1=38$, знаходимо $z_2=38/u_1$.

$$\sum z = 38 \left(1 + \frac{1}{u_1} \right) = 76. \quad \text{Отже, } z_2=38.$$

Тоді рівняння другої пари цієї ж групи:

$$\begin{cases} z_3 + z_4 = \sum z \\ z_3/z_4 = u_2 \end{cases}$$

Звідси одержимо:

$$z_3 = \frac{\sum z \cdot u_2}{1 + u_2} = 38 \cdot u_2 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_2) \cdot u_1};$$

$$z_4 = 38 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_2)u_1};$$

Отже, $z_3=42$, $z_4=23$.

Рівняння третьої пари буде мати вигляд:

$$\begin{cases} z_5 + z_6 = \sum z \\ z_5 / z_6 = u_3 \end{cases}$$

Звідси одержимо:

$$z_5 = \frac{\sum z \cdot u_3}{1 + u_3} = 38 \cdot u_3 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_3) \cdot u_1};$$

$$z_6 = 38 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_2) \cdot u_1}.$$

Отже, $z_5 = 20$, $z_6 = 44$.

Рівняння четвертої пари буде мати вигляд:

$$\begin{cases} z_7 + z_8 = \sum z \\ z_7 / z_8 = u_4 \end{cases}$$

Звідси одержимо:

$$z_7 = \frac{\sum z \cdot u_1}{1 + u_4} = 38 \cdot u_4 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_4) \cdot u_1};$$

$$z_8 = 38 \cdot \frac{1 + u_1}{(1 + u_2) \cdot u_1}.$$

Отже, $z_7 = 44$, $z_8 = 20$.

Будуємо кінематичну схему:

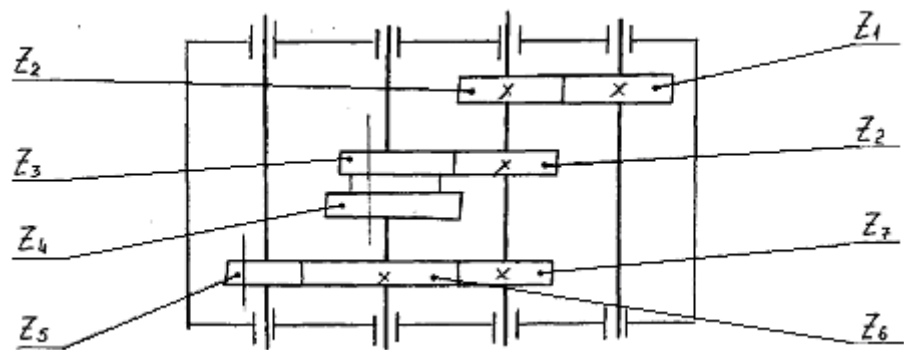


Рис. 3.17. Кінематична схема

4. Визначення розмірів валків і зубчастих коліс.

Центральний ведучий валік є найбільш навантаженим. Тому при визначенні модуля значення всіх зубчастих коліс головки береться навантаження, яке приходиться на зуб шестерні, встановленій на цьому валіку.

Діаметр ведучого валіка визначаємо за формулою:

$$d_g = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

де T – крутний момент, $H \cdot м$;

$[\tau]$ - допустимі напруги на кручення.

При матеріалі Сталь 45 $[\tau]=45 МПа$.

Отже, для ведучого валіка:

$$d_g = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{1534}{0,2 \cdot 45}} = 50 \text{ мм} .$$

Оскільки інші валіки несуть менші навантаження, то зменшимо крутні напруги.

$$d_g = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{1534}{0,2 \cdot 33}} = 35 \text{ мм} .$$

Модуль для всіх зубчастих пар будемо приймати однаковим. Отже діаметра свердла $18,5 \text{ мм}$ рекомендується модуль $m=4 \text{ мм}$.

Визначаємо ділильні діаметри для зубчастих коліс за формулою:

$$d = mz \tag{3.68}$$

Визначаємо діаметри першої зубчатої пари:

$$d_1 = mz_1 = 4 \cdot 38 = 152 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 38 = 152 \text{ мм}$$

Визначаємо діаметри ділильні для другої зубчатої пари:

$$d_3 = mz_3 = 4 \cdot 41 = 164 \text{ мм}$$

$$d_4 = mz_4 = 4 \cdot 23 = 92 \text{ мм}$$

Визначаємо ділильні діаметри третьої зубчатої пари:

$$d_5 = mz_5 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}$$

$$d_6 = mz_6 = 4 \cdot 44 = 176 \text{ мм}$$

Визначаємо ділильні діаметри четвертої зубчатої пари:

$$d_7 = mz_7 = 4 \cdot 44 = 176 \text{ мм}$$

$$d_8 = mz_8 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм}.$$

5. Підбір підшипників.

Підшипники вибираються по діаметрах валів, на яких вони встановлюються і після цього перевіряються по коефіцієнту робото здатності і заданому строку служби. Для багатошпиндельних головок довговічність підшипників приймається 2-3 тисячі годин машинного часу.

Для ведучого вала: радіальні серії 310.

Для проміжного вала: радіальні серії 307.

Автоматизований розрахунок геометричних параметрів зубчатих коліс та їх розрахунок на контактну виносливість і виносливість при згині

Як відомо, важливим способом управління якістю передачі є призначення таких коефіцієнтів зміщення зубонарізного інструменту при виготовленні зубчатих коліс, при яких зачеплення володіє необхідними властивостями.

Дуже часто в конструкторській практиці коефіцієнти зміщення призначають, виходячи з необхідності вписати передачу стандартного модуля m в потрібну міжосьову відстань a_w .

Міжосьові відстані передачі з зміщенням a_w і без зміщення a відрізняються на величину зміщення u_y , що сприймається, де $y = (a_w - a) / m$ – коефіцієнт зміщення, що сприймається. Кут зачеплення для заданої a_w може бути визначений наступним чином за формулою:

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{(rb_1 + rb_2) / a_w}{0,5(z_1 + z_2) \cos \alpha \cdot (y + 0,5(z_1 + z_2))} \right);$$

де rb_1, rb_2 – радіуси основних кіл коліс 1 і 2.

З розгляду геометрії евольвентного зачеплення випливає, що

коефіцієнт сумарного зміщення x_{Σ} зв'язаний з кутом зачеплення α_w залежністю:

$$x_{\Sigma} = (z_1 + z_2)(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha) / (2 \text{tg } \alpha) \quad (3.69)$$

де inv – позначення евольвентної функції $\text{inv } x = \text{tg } x - x$ (5.98)

Коефіцієнт сумарного зміщення, визначений для зміщення, що сприймається, забезпечується вписання в потрібну міжосьову відстань a_w . Величина x_{Σ} може бути розподілена між x_1 і x_2 в загальному довільно з умови $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$. Однак з метою підвищення опору робочих поверхонь заїданню і контактному руйнуванню рекомендується призначити x_1 і x_2 з умови:

$$\begin{aligned} x_1 &= (x_{\Sigma} - y(z_2 - z_1) / (z_1 + z_2)) / z \\ x_2 &= x_{\Sigma} - x_1 \end{aligned} \quad (3.70)$$

На якість зачеплення чинить вплив форма зуба: згинна міцність зуба підвищується при збільшенні товщини ножки зуба і різко знижується при виготовленні коліс з малим числом зубів, для стандартного вихідного контура виникає при кількості $z \leq 17$. Явище підрізання може виникнути і при призначенні досить великого від'ємного зміщення. Величина коефіцієнта зміщення при стандартному вихідному контурі, при якому відсутнє підрізання, визначається з розгляду залежності: прямозубе колесо: $x > x_H = 1 - 0,5 z \sin^2 \alpha$; часто використовують наближену залежність:

$$x > x_n \approx (17 - z) / 17; \quad (3.71)$$

косозубе колесо:

$$x > x_n = 1 - z(2 \cos \beta (\cos^2 \beta \text{tg}^2 \alpha + 1)) \quad (3.72)$$

Граничний коефіцієнт зміщення, при якому товщина зуба на колі вершин рівна нулю, визначається з виразу:

$$x_s = (2z(\text{inv } \alpha_{at} \pm \text{inv } \alpha_t) \cdot \pi) / (4 \text{tg } \alpha); \quad (3.73)$$

де α – профільний кут інструменту;

$$\alpha_t = \arctg(\text{tg } \alpha / \cos \beta);$$

$$\alpha_{at} = \arccos(m z \cos \alpha / d_a); \quad (5.104)$$

d_a – діаметр кола вершин.

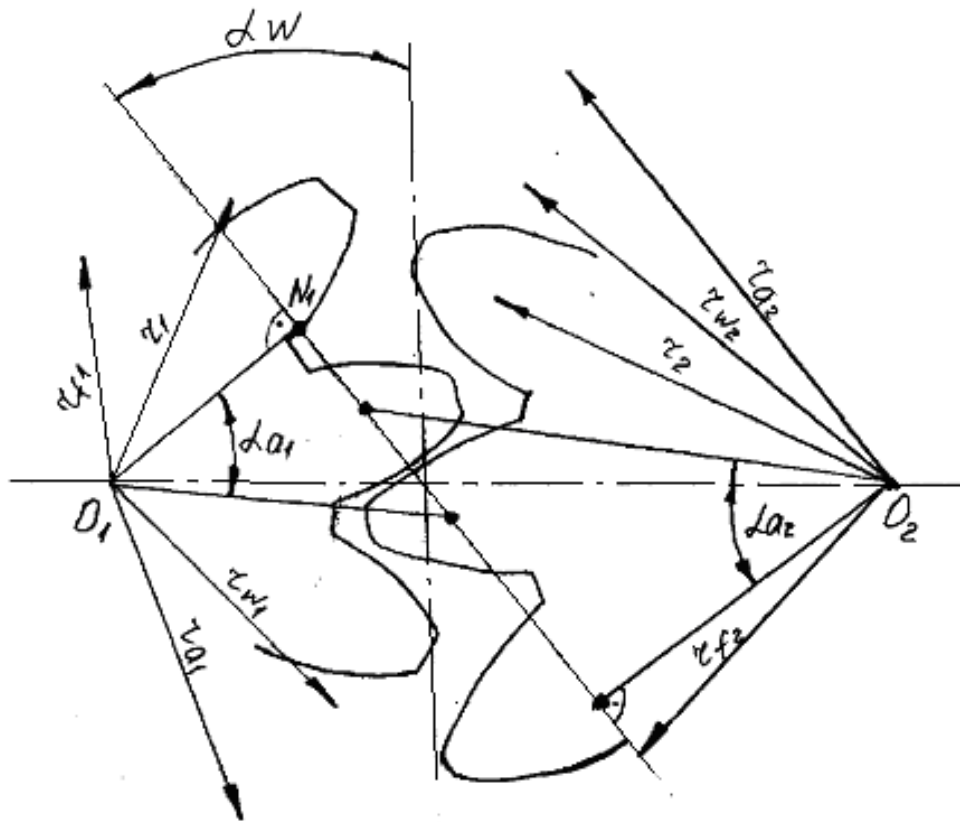


Рис. 3.18. Зовнішнє евольвентне зачеплення

Для прямозубих коліс, отриманих стандартним інструментом, може бути використана приблизна залежність:

$$x_3 = 0,15 z^{0,7} \quad (3.74)$$

Тобто, коефіцієнти зміщення, що призначаються, повинні вибиратися з діапазону значень:

$$x_n < x < x_3$$

З цього діапазону значення x призначаються з метою підвищення міцності, зносостійкості робочих поверхонь.

Поліус зачеплення завжди знаходиться в зоні двохпарного зачеплення:

$$x_1 = \begin{cases} 1 / \left(1 + 0,086 (z_1 - 19)^2 \right), z_1 \leq 19; \\ 0, z_1 > 19; \end{cases}$$

$$x_2 = -x_1$$

Для підвищення зносостійкості робочих поверхонь зубів коефіцієнти зміщення можуть бути призначені наступним чином, щоб вирівняти коефіцієнти питомих ковзань профілів зубів на ножках зубів шестерні і колеса:

$$\begin{cases} x_1 = \frac{(z_2 - 17)}{(2,05 z_2 - 7,3)^+ \Delta}; \\ x_2 = -x_1 \end{cases} \quad (3.75)$$

де

$$\Delta = \begin{cases} -0,025 (z_1 - 17), z_1 \leq 17 \\ -0,015 (z_1 - 17), z_1 > 17 \end{cases} \quad (3.76)$$

Крім вказаних можуть бути застосовані і інші системи призначення зміщень. Розглянуті системи можуть бути об'єднані в загальний алгоритм. Алгоритм має наступну структуру. Вхідні дані крім значення модуля m і чисел зубів z_1 і z_2 входять значення змінних a_w і $SDVIG$, по яких вибирається система призначення коефіцієнтів зміщення інструменту. Якщо $a_w \neq 0$, то коефіцієнти зміщення вибираються з умови вписання передачі в потрібну між осьову відстань.

Якщо $a_w=0$, управління алгоритмом передається на вибір таких коефіцієнтів зміщення, при яких зачеплення володіє потрібними властивостями. При $SDVIG=1$ коефіцієнти зміщення призначаються тільки з умов перевірки граничних значень діапазону $x_n < x < x_3$, при $SDVIG=2$ – з умови підвищення контактної міцності зубів; при $SDVIG=3$ – з умови підвищення зносостійкості зубів.

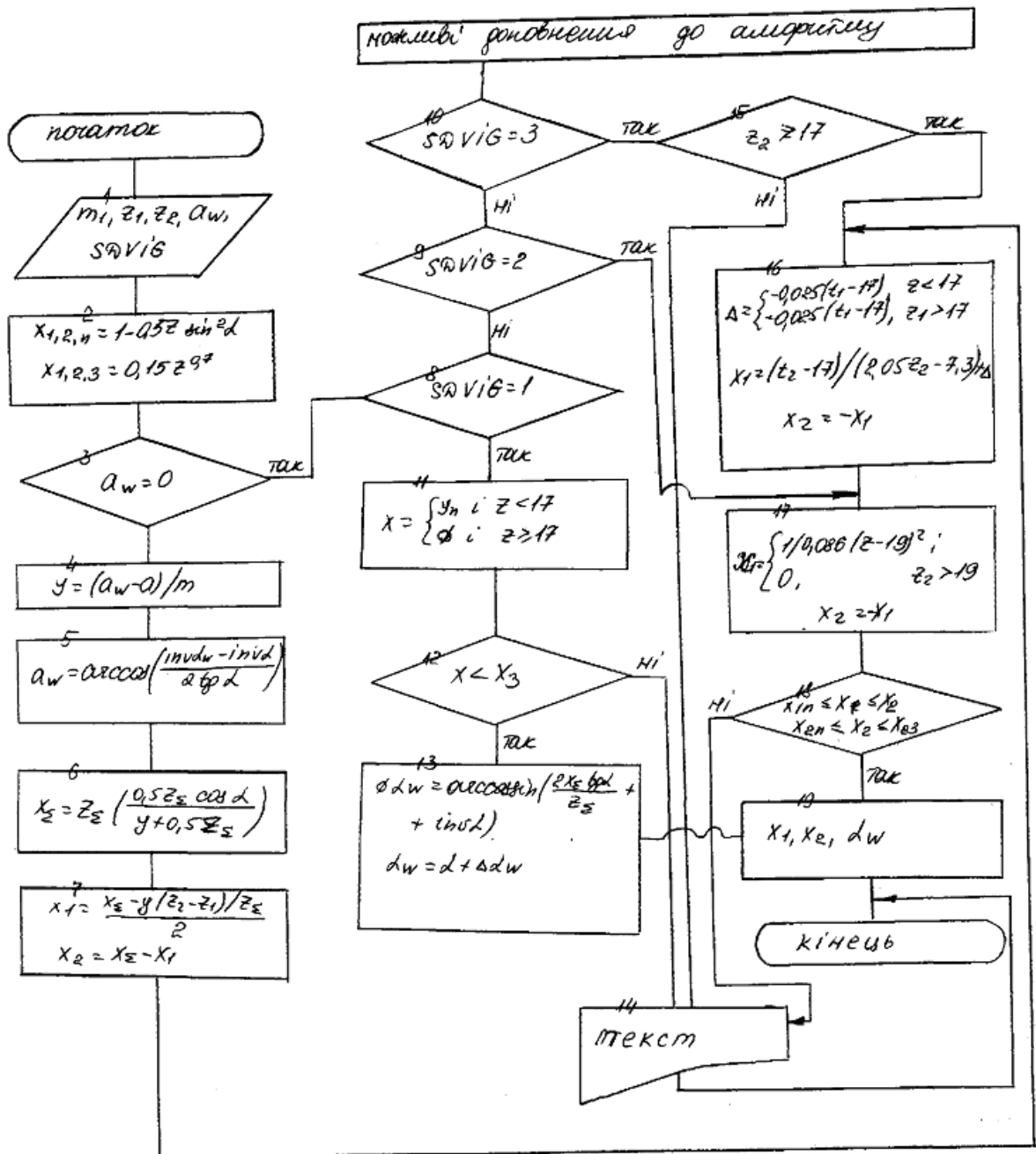


Рис. 3.19. Алгоритм автоматизованого розрахунку та призначення коефіцієнтів зміщення.

**Результати розрахунку геометричних параметрів циліндричної зубчатої
передачі (по ГОСТ 16532 – 70)**

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
Вхідні дані			
Число зубів	Z	38	38
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	34	34
Між осьова відстань	AW	152.000	
Вхідний контур		по ГОСТ13755-81	

Основні геометричні параметри

Передаточне відношення	U	1.000	
Між осьова відстань	A	152.000	
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Кут профіль	ALFA _t	20° 0' 0''	
Кут зачеплення	ALFA _{tw}	20° 0' 0''	
Ділильний діаметр	D	152.000	152.000
Початковий діаметр	D _w	152.000	152.000
Діаметр вершин зубів	D _a	162.000	160.000
Діаметр впадин зубів	D _f	142.000	142.000
Висота зуба	H	9.000	9.000

Номінальні розміри для контролю різнойменних профілей

Основний діаметр	D _b	142.833	142.833
Кут профіль в точці на колі вершин	ALFA _a	26° 47' 4''	26° 47' 4''
R кривизни профілю на колі вершин	R _a	36.051	36.051
R кривизни профілю в нижній точці	R _p	15.936	15.936
Постійна хорда зуба	S _c	5.548	5.548
Висота до постійної хорди	H _c	2.990	2.990

Основний кут нахилу	BETA _ь	0° 0' 0''	
R кривизни проф. в точці пост. хорди	R _s	28.946	28.946
Число зубів в довж. спільної нормалі	W	55.267	55.267

Номінальні розміри для контролю однойменних профілів

Крок зачеплення	P _{alfa}	11.809	
-----------------	-------------------	--------	--

Пробірка якості зачеплення по геометричних показниках

1. Підрізання зубів відсутнє
2. Інтерференція зубів відсутня
3. Коефіцієнт торцьового перекриття $E_A=1.70$ (рекомендується $E_A \leq 1.2$).
4. Товщина на поверхні вершини шестерні $S_{a1}=3.03$ (рекомендується $S_{a1} \leq 1.60$)
5. Товщина на поверхні вершини колеса $S_{a2}=3.03$ (рекомендується $S_{a2} \leq 1.60$)

Результати розрахунку на контактну виносливість і на виносливість при згині циліндричної зубчатої передачі

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
Вхідні дані			
Число зубів	Z	38	38
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	34	34
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Між осьова відстань	AW	152.000	
Передаточне відношення	U	1.000	
Початковий діаметр	Dw	152.000	152.000
Параметри нагрзуки передачі			
Крутний момент (кг/м)	T	64.00	64.00
Кількість обертів (об/хв)	N	58	58
Кругова швидкість (м/сек)	V	0.462	
Параметри матеріалу і обробки			
Марка сталі		25XГТ	25XГТ
Шорсткість поверхні зуба	Rz	20.00	20.00
Твердість поверхні зуба	HRC	63.0	63.0
Степінь точності по нормам плавності		9	9
Спосіб отримання заготовки		поковка	поковка
Спосіб термообробки		Т.В.Ч.	Т.В.Ч.
Результати розрахунку			
Зусилля діючі в зачепленні			
Кругова сила (кг)	Ft	842.105	
Радіальна сила (кг)	Fr	306.501	
Осьова сила (кг)	Fx	0.000	

Контактні напруження

Діюче напруження (кг/см)	SIGMA _h	8545.44	8545.44
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMA _h]	9760.21	9790.21

Умова міцності на контактну виносливість виконана

Напруження які виникають від згину зуба

Діюче напруження (кг/см)	SIGMA _f	3251.12	2899.50
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMA _f]	7045.71	7045.71

Умова міцності на виносливість при згині виконана

Результати розрахунку геометричних параметрів

циліндричної зубчатої передачі (ГОСТ 16532-70)

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
	Вхідні дані		
Число зубів	Z	20	44
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Між осьова відстань	AW	128.000	
Вихідний контур		по ГОСТ13755-81	

Основні геометричні параметри

Передаточне відношення	U	2.200	
Ділильна між осьова відстань	A	128.000	
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Кут профіль	ALFA _t	20° 0' 0''	
Кут зачеплення	ALFA _w	20° 0' 0''	
Ділильний діаметр	D	80.000	176.000
Початковий діаметр	D _w	80.000	176.000
Діаметр вершин зубів	D _a	88.000	184.000
Діаметр впадин зубів	D _f	70.000	166.000
Висота зуба	H	9.000	9.000

Номинальні розміри для контролю різнойменних профілів

Основний діаметр	D _b	75.175	165.386
Кут профіль в точці на колі вершин	ALFA _a	25° 19' 16''	25° 59' 40''
R кривизни профілю на колі вершин	R _a	22.873	40.322
R кривизни профілю в нижній точці	R _p	3.456	20.906
Постійна хорда зуба	Sc	5.548	5.548

Висота до постійної хорди	Hc	2.990	2.990
Основний кут нахилу	ВЕТА _б	0° 0' 0''	
R кривизни проф. в точці пост. хорди	Rs	16.633	33.050
Число зубів в довж. спільної нормалі	Zw	3.000	5.000
Довжина спільної нормалі	W	30.642	55.603

Номинальні розміри для контролю одноіменних профілів

Крок зачеплення	Palfa	11.809	
-----------------	-------	--------	--

Пробірка якості зачеплення по геометричних показниках

1. Підрізання зубів відсутнє
2. Інтерференція зубів відсутня
3. Коефіцієнт торцьового перекриття EA=1.64 (рекомендується EAЄ1.2).
4. Товщина на поверхні вершини шестерні Sna1=2.78 (рекомендується SnaЄ1.60)
5. Товщина на поверхні вершини колеса Sna2=3.07 (рекомендується Sna2Є1.60)

Результати розрахунку на контактну виносливість і на виносливість

при згині циліндричної зубчатої передачі

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
Вхідні дані			
Число зубів	Z	20	44
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	ВЕТА	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Між осьова відстань	AW	128.000	
Передаточне відношення	U	2.200	
Початковий діаметр	Dw	80.000	176.000

Параметри нагривки передачі

Крутний момент (кГ/м)	T	12.00	26.00
Кількість обертів (об/хв)	N	58	26
Кругова швидкість (м/сек)	V	0.243	

Параметри матеріалу і обробки

Марка сталі		25ХГТ	25ХГТ
Шорсткість поверхні зуба	Rz	20.00	20.00
Твердість поверхні зуба	HRC	63.0	63.0
Степінь точності по нормам плавності		9	9
Спосіб отримання заготовки		поковка	поковка

**Результати розрахунку
Зусилля діючі в зачепленні**

Кругова сила (кг)	Ft	300.00	
Радіальна сила (кг)	Fr	109.191	
Осьова сила (кг)	Fx	0.000	

Контактні напруження

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAh	6252.87	4070.92
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAh]	8115.45	8078.69

Умова міцності на контактну виносливість виконана

Напруження які виникають від згину зуба

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAf	1176.06	987.88
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAf]	3033.01	3033.01

Умова міцності на виносливість при згині виконана

**Результати розрахунку геометричних параметрів
циліндричної зубчастої передачі (ГОСТ 16532-70)**

НАЗВА ВЕЛИЧИН	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
	Вхідні дані		
Число зубів	Z	44	20
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Між осьова відстань	AW	128.000	
Вихідний контур		по ГОСТ13755-81	

Основні геометричні параметри

Передаточне відношення	U	0.455	
Ділильна між осьова відстань	A	128.000	
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Кут профілю	ALFA _t	20° 0' 0''	
Кут зачеплення	ALFA _w	20° 0' 0''	
Ділильний діаметр	D	176.000	80.000
Початковий діаметр	D _w	176.000	80.000
Діаметр вершин зубів	D _a	184.000	88.000
Діаметр впадин зубів	D _f	166.000	70.000
Висота зуба	H	9.000	9.000

Номинальні розміри для контролю різнойменних профілів

Основний діаметр	Db	165.386	75.175
Кут профіль в точці на колі вершин	ALFAa	25° 59' 40''	31° 19' 16''
R кривизни профілю на колі вершин	Ra	40.322	22.873
R кривизни профілю в нижній точці	Rp	20.906	3.456
Постійна хорда зуба	Sc	5.548	5.548
Висота до постійної хорди	Hc	2.990	2.990
Основний кут нахилу	BETA _б	0° 0' 0''	
R кривизни проф. в точці пост. хорди	Rs	33.050	16.633
Число зубів в довж. спільної нормалі	Zw	5.000	3.000
Довжина спільної нормалі	W	55.603	30.642

Номинальні розміри для контролю одноіменних профілів

Крок зачеплення	Palfa	11.809
-----------------	-------	--------

Пробірка якості зачеплення по геометричних показниках

1. Підрізання зубів відсутнє
2. Інтерференція зубів відсутня
3. Коефіцієнт торцьового перекриття EA=1.64 (рекомендується EAЄ1.2).
4. Товщина на поверхні вершини шестерні Sna1=3.07 (рекомендується SnaЄ 1.60)
5. Товщина на поверхні вершини колеса Sna2=2.78 (рекомендується Sna2Є 1.60)

Результати розрахунку на контактну виносливість і на виносливість

при згині циліндричної зубчатої передачі

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
Вхідні дані			
Число зубів	Z	44	20
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Між осьова відстань	AW	128.000	
Передаточне відношення	U	0.455	
Початковий діаметр	Dw	176.000	80.000

Параметри нагрзуки передачі

Крутний момент (кг/м)	T	12.00	5.45
Кількість обертів (об/хв)	N	58	128
Кругова швидкість (м/сек)	V	0.534	

Параметри матеріалу і обробки

Марка сталі		25ХГТ	25ХГТ
Шорсткість поверхні зуба	Rz	20.00	20.00
Твердість поверхні зуба	HRC	63.0	63.0
Степінь точності по нормам плавності		9	9
Спосіб отримання заготовки		поковка	поковка
Спосіб термообробки		азотування	азотування

Результати розрахунку

Зусилля діючі в зачепленні

Кругова сила (кг)	Ft	136.364	
Радіальна сила (кг)	Fr	49.632	
Осьова сила (кг)	Fx	0.000	

Контактні напруження

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAh	4438.71	6781.14
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAh]	8078.69	8115.45

Умова міцності на контактну виносливість виконана

Напруження які виникають від згину зуба

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAf	710.34	644.35
Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAf]	3033.01	3033.01

Умова міцності на виносливість при згині виконана

Результати розрахунку геометричних параметрів

циліндричної зубчатої передачі (ГОСТ 16532-70)

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
	Вхідні дані		
Число зубів	Z	23	41
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Між осьова відстань	AW	128.000	
Вихідний контур		по ГОСТ13755-81	

Основні геометричні параметри

Передаточне відношення	U	1.783	
Ділильна між осьова відстань	A	128.000	
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000

Кут профіль	ALFAt	20° 0' 0''	
Кут зачеплення	ALFAw	20° 0' 0''	
Ділильний діаметр	D	92.000	164.000
Початковий діаметр	Dw	92.000	164.000
Діаметр вершин зубів	Da	100.000	172.000
Діаметр впадин зубів	Df	82.000	152.000
Висота зуба	H	9.000	9.000

Номинальні розміри для контролю різнойменних профілів

Основний діаметр	Db	86.452	154.110
Кут профіль в точці на колі вершин	ALFAa	30° 10' 20''	26° 21' 52''
R кривизни профілю на колі вершин	Ra	25.130	38.191
R кривизни профілю в нижній точці	Rp	5.587	18.648
Постійна хорда зуба	Sc	5.548	5.548
Висота до постійної хорди	Hc	2.990	2.990
Основний кут нахилу	BETA _б	0° 0' 0''	
R кривизни проф. в точці пост. хорди	Rs	18.685	30.998
Число зубів в довж. спільної нормалі	Zw	3.000	5.000
Довжина спільної нормалі	W	30.810	55.435

Номинальні розміри для контролю одноіменних профілів

Крок зачеплення	Palfa	11.809	
-----------------	-------	--------	--

Пробірка якості зачеплення по геометричних показниках

1. Підрізання зубів відсутнє
2. Інтерференція зубів відсутня
3. Коефіцієнт торцьового перекриття EA=1.64 (рекомендується EAЄ1.2).
4. Товщина на поверхні вершини шестерні Sna1=2.84 (рекомендується SnaЄ1.60)
5. Товщина на поверхні вершини колеса Sna2=3.05 (рекомендується Sna2Є1.60)

Результати розрахунку на контактну виносливість і на виносливість

при згині циліндричної зубчатої передачі

НАЗВА ВЕЛИЧИНИ	ПОЗНАЧЕННЯ шестерні	ЗНАЧЕННЯ колеса	
	Вхідні дані		
Число зубів	Z	23	42
Модуль	M	4.00	
Кут нахилу зуба	BETA	0° 0' 0''	
Ширина вінця	B	30	30
Коефіцієнт зміщення	X	0.0000	0.0000
Між осьова відстань	AW	130.000	
Передаточне відношення	U	1.826	

Початковий діаметр	Dw	92.000	168.000
--------------------	----	--------	---------

Параметри нагрзуки передачі

Крутний момент (кг/м)	T	12.00	21.91
-----------------------	---	-------	-------

Кількість обертів (об/хв)	N	58	32
---------------------------	---	----	----

Кругова швидкість (м/сек)	V	0.279	
---------------------------	---	-------	--

Параметри матеріалу і обробки

Марка сталі		25ХГТ	25ХГТ
-------------	--	-------	-------

Шорсткість поверхні зуба	Rz	25.00	25.00
--------------------------	----	-------	-------

Твердість поверхні зуба	HRC	63.0	63.0
-------------------------	-----	------	------

Степінь точності по нормам плавності		9	9
--------------------------------------	--	---	---

Спосіб отримання заготовки		поковка	поковка
----------------------------	--	---------	---------

Спосіб термообробки		азотування	азотування
---------------------	--	------------	------------

Результати розрахунку

Зусилля діючі в зачепленні

Кругова сила (кг)	Ft	260.780	
-------------------	----	---------	--

Радіальна сила (кг)	Fr	94.949	
---------------------	----	--------	--

Осьова сила (кг)	Fx	0.000	
------------------	----	-------	--

Контактні напруження

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAh	5571	4050.57
--------------------------	--------	------	---------

Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAh]	8110.87	8081.76
------------------------------	----------	---------	---------

Умова міцності на контактну виносливість виконана

Напруження які виникають від згину зуба

Діюче напруження (кг/см)	SIGMAf	1030.32	878.97
--------------------------	--------	---------	--------

Допустиме напруження (кг/см)	[SIGMAf]	3033.01	3033.01
------------------------------	----------	---------	---------

Умова міцності на виносливість при згині виконана

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Загальні вимоги

1. Дотримуватися усіх загальних правил техніки безпеки при роботі на металорізальному верстаті;
2. Виконувати тільки ту роботу, яка дозволена адміністрацією;
3. Вимагати від майстра, інструктажу по техніці безпеки, звертатись до адміністрації за роз'ясненням, якщо що-небудь незрозуміло.

Перед початком роботи

1. Привести в порядок свій одяг, застигнути рукави, заховати волосся під головний убір (без кінців, що звисають);
2. Прийняти верстат, перевірити чи добре прибраний верстат і робоче місце, ознайомитись з неполадками верстату у минулій зміні і прийняти міри по їх усуненню;
3. Про несправність верстату негайно доповісти майстру, до усунення несправності до роботи не приступати.
4. Перевірити наявність і справність:
 - а) огорож, проводів, а також струмоведучих частин електроапаратури;
 - б) справність системи змащення і охолодження;
 - в) справність фіксації органів включення і перемикання;
5. Перевірити якість інструменту при отриманні його зі складу.

При роботі

1. До роботи на верстаті допускаються тільки ті робітники, які добре вивчили верстат, його принцип роботи, техніку керування, правила експлуатації;
2. Надійно закріпити різальний інструмент. Перед встановленням свердла у шпиндель верстату необхідно очистити їх від стружки і масла. Несправні свердла встановлювати на верстат заборонено;
3. Встановлення і зняття свердла проводиться тільки у рукавицях;
4. Надійно закріпити на верстаті оброблювані вироби;

5. При виявленні затупленого свердла або викришуванні пластин твердого сплаву необхідно змінити свердло;
6. Встановлення деталей проводиться при зупиненому свердлі у вільній зоні;
7. Не тримати руки на важелях автоматичного перемикання верстату;
8. Встановлення заготовок на верстаті, зняття обробленої деталі, а також заміри їх у процесі обробки проводиться на виключеному після повної його зупинки і відводу свердлильної головки у безпечну зону;
9. Не знімати огорожень з верстату;
10. Не переключати важелі швидкостей на ходу верстату;
11. Перед кожним включенням верстату переконатись в тому, що пуск верстату нікому не загрожує небезпекою.

12. Заборонено:

- **чистити, змащувати обладнання під час його роботи;**
- **гальмувати рукою частини верстату, які обертаються;**
- **допускати на робоче місце людей, що не мають відношення до роботи;**

13. Утримувати верстат у чистоті і справності;

14. Під час роботи на холостих ходах перевірити дію кінцевих вимикачів, що обмежують переміщення свердлильної головки в крайніх положеннях і дію аварійних кнопок „Стоп”;

Після закінчення роботи

1. Зупинити верстат і вимкнути електродвигун;
2. Привести в порядок робоче місце:
 - очистити верстат від стружки;
 - різальний і вимірювальний інструмент скласти у відповідне місце і в визначеному порядку;
3. Змастити частини верстату, що труться, тонким шаром масла;
4. Здати верстат змінщику і доповісти майстру про несправності обладнання і про прийняті міри по їх усуненню;

5. Вимити руки теплою водою з милом і передягнутися.

Блокуючи і захисні пристрої, які використовуються у верстаті

Захисні пристрої використовуються для попередження небезпечного контакту робітника з рухомими частинами верстату і різальним інструментом, а також для локалізації небезпечних зон, куди вилітають частинки оброблюваного матеріалу. Захисні пристрої поділяються на три групи: стаціонарні, рухомі і переносні. Верстат забезпечений стаціонарними рухомими пристроями, які знімаються тільки на час ремонту, або при змащуванні і наладці верстату. Також верстат обладнаний рухомими пристроями, кожухами.

Ефективними запобіжними пристроями є різноманітні блокуючі пристрої, які виключають можливість проникнення людини в небезпечну зону або усувають небезпечний фактор.

В верстаті встановлені електричні блокуючі пристрої:

- при спрацюванні захисту від перенавантажень електродвигуна приводу головного руху в процесі обробки деталей або при натисканні кнопки „**Стоп шпинделя**” спочатку відключається електродвигун приводу переміщення свердлильної головки, а потім з витриманням часу – електродвигун приводу головного руху (здійснюється контактами реле часу);
- виключається можливість роботи електродвигуна переміщення свердлильної головки при відсутності змащування (здійснюється контактами реле тиску);
- виключається можливість одночасного включення електродвигуна приводу переміщення свердлильної головки у взаємо протилежні напрямки (здійснюється контактами магнітного пускача і контактами реле);
- робота електродвигуна приводу насоса охолодження можлива тільки при включеному електродвигуні приводу головного руху і

при його роботі в напрямку робочого ходу (здійснюється контактом реле і контактом пускача в ланцюгу живлення котушки пускача).

В верстаті передбачений захист електроприводів в цілях захисту електрообладнання верстата, а також запобігання від поломок різального інструменту і збереження безпечних умов роботи на верстаті.

Електрична схема верстату передбачає ряд електричних захистів:

- 1) Електродвигун приводу головного руху захищений від струмів короткого замикання автоматичним вимкненням, а також від довготривалих недопустимих перевантажень – тепловим реле. Реле максимального струму захищає електродвигун від коротких перевантажень, виключає роботу електродвигуна в двох фазах і запобігає ламанню різального інструменту;
- 2) Електродвигуни приводу переміщення свердлильної головки, оснащенні автоматичними вимикачами, що забезпечують захист від струмів короткого замикання і недопустимих довготривалих перевантажень;
- 3) Всі механічні переміщення вузлів верстата обмежені шляховими вимикачами;
- 4) Наявність кнопки червоного кольору „**Все стоп аварійний**”, дозволяє негайно відключити всі електродвигуни верстату з метою запобігання нещасних випадків з робітником або пошкодження верстату.

Організація робочого місця

Для працівників, які беруть участь у технологічному процесі обробки різанням, повинні бути забезпечені зручні робочі місця. На робочому місці повинна бути забезпечена площа, на якій будуть розміщатися: стелажі, тара, столи та інші пристрої для розміщення оснастки, матеріалів, заготовок, напівфабрикатів, готових деталей і відходів виробництва.

На кожному місці біля верстата на підлозі повинні бути дерев'яні решітки на всю довжину робочої зони, а по ширині на менше 0,6 м від

виступаючих частин верстата.

Розміщення обладнання повинно відповідати нормам технологічного проектування механічних цехів. Згідно цих норм, відстань між верстатами призначена для проходу робітників або переміщення матеріалів повинна бути не менше 1 м. Верстати не повинні встановлюватися в притул до стін, колон та інших верстатів. Розрив між ними для наладки, змащування і ремонту повинен бути не менше 500 мм.

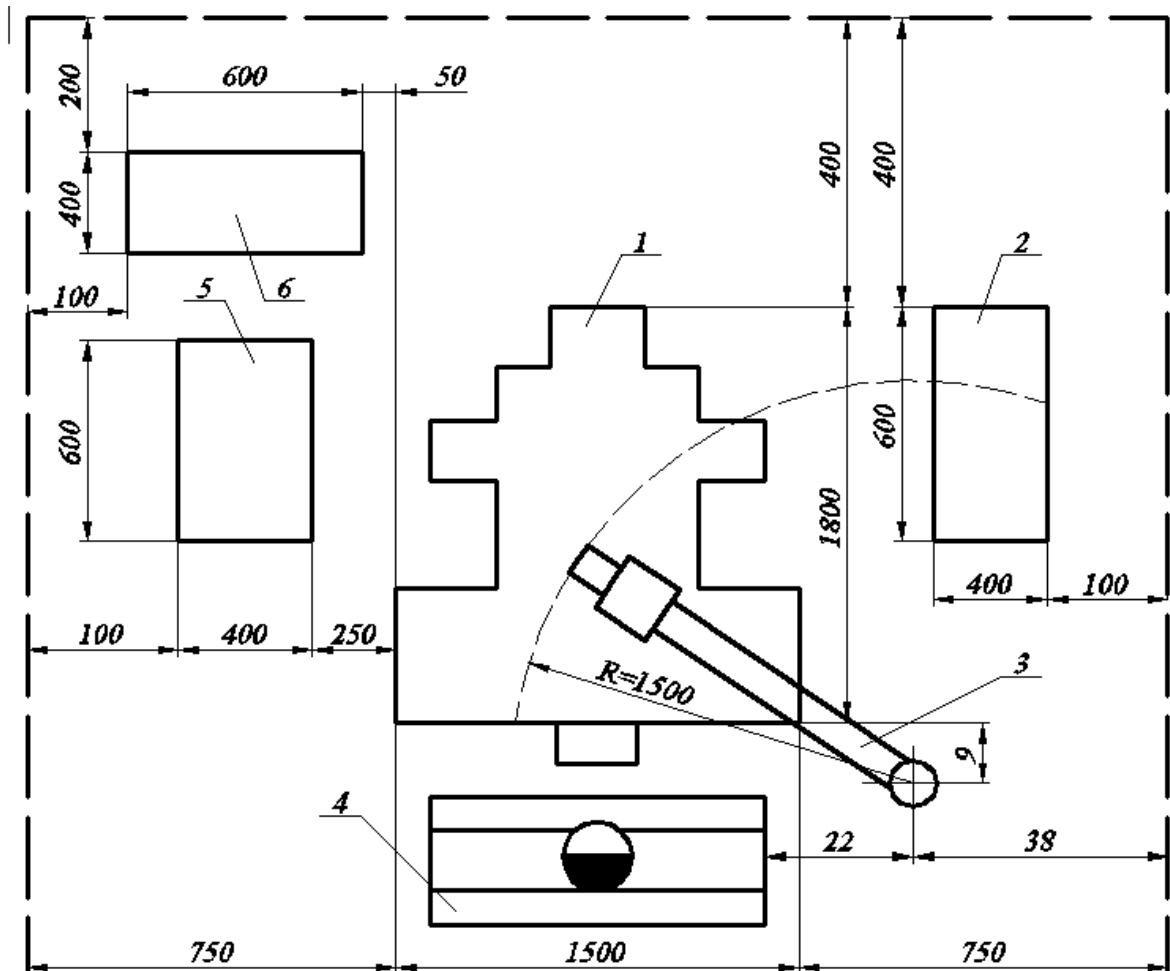


Рис. 4.1 – Організація робочого місця

- 1 – верстат вертикально-свердильний ;
- 2 – тара із заготовками і готовими деталями;
- 3 – поворотний кран;
- 4 – дерев'яна решітка;
- 5 – тара із інструментом;
- 6 – тара для стружки.

Особливістю організації робочого місця на даному верстаті є те, що обробляються деталі великої маси і тому встановлено пристрої для завантаження і розвантаження.

Для нормальної роботи на робочому місці необхідно забезпечити певне значення освітленості. При використанні газорозрядних ламп:

- 1) Розряд зорової роботи *I_в*;
- 2) Освітленість при комбінованому освітлені:
 - загальна 200 лк;
 - загальна і місцева 2000 лк.

Попереднє і штучне освітлення виробничих приміщень повинно відповідати вимогам СНиП 11-4-79.

Заходи для усунення шкідливого впливу верстата на навколишнє середовище

Одним із перших заходів очистки викидів в атмосферу являється вловлювання аерозолів і газоподібних сумішей із забрудненого повітря і газів. Вловлювання шкідливих сумішей безпосередньо в джерелі їх виділення є не тільки покращення гігієнічних умов праці на робочих місцях, но і високою ефективністю пиле- і газоочисних установок.

З точки зору максимального запобігання впливу шкідливих рідин в виробничих умовах найбільш раціональним є механізація і автоматизація виробничих процесів, дистанційне управління і нагляд за ходом виконання всіх технологічних операцій, а також застосування промислових роботів, що дозволяє ізолювати людину від дії пилюки і газів. Очистка викидів в атмосферу складається із двох принципово різних процесів:

- очистки від аерозолів, задачею якої є витяг з викидів твердих і рідких сумішей - пилюки, диму, туману;
- хімічної очистки газів.

Багато способів очистки промислових газів від механічних сумішів оснований на застосуванні двох груп методів: механічних і фізичних. До

механічних методів очистки відносяться гравітаційна і інерційна сепарація, мокра очистка (промивка) газів, фільтрація через різні матеріали. До числа фізичних методів відносяться осадження в електричному полі і акустична коагуляція.

Установка для очистки повітря, який містить аерозолі масла і мастильно-охолоджуючої рідини (МОР), призначена для використання в машинобудуванні і інших галузях промисловості. Установка розміщується коло металообробного і іншого технологічного обладнання, від якого по повітроводу відсмоктується в забруднене повітря, очищає його від суміші і повертає виробниче приміщення з остаточною вмістом, який не перевищує санітарних норм.

ВИСНОВКИ

1. В роботі проаналізовано будову, характеристики, переваги та недоліки свердлильних верстатів-аналогів, на основі яких проведено проектування. Проведено огляд та аналіз конструкцій багатошпindelних головок, які використовуються на свердлильних верстатах для збільшення продуктивності обробки.

2. Зроблено аналіз раціональних схем формоутворення на верстаті. На цій основі проведено аналіз компоувальних схем верстату і за результатами математичного аналізу запропоновано раціональну компоновку вертикально - свердлильного верстату з багатошпindelною головкою.

3. Проведено кінематичний та динамічний розрахунок приводу головного руху та коробки швидкостей верстата, що дозволило визначити оптимальні конструктивні параметри.

4. Запропонована конструкція та проведено розрахунок шпindelного вузла верстата за параметрами осьової та радіальної жорсткості, теплостійкості, вібростійкості. Розроблено та досліджено математичну модель розрахунку власних частот і форм коливань шпindelного вузла.

5. Розроблено алгоритм для автоматизованого розрахунку кінематичних, експлуатаційних та конструктивних параметрів 12-шпindelної свердлильної головки.

6. В роботі розглянуті питання з охорони праці, техніки безпеки при роботі на верстатному обладнанні, а також безпеки в надзвичайних ситуаціях.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Аверьянов, О.И. Модульный принцип построения станков с ЧПУ / О.И. Аверьянов. – М.: Машиностроение, 1987. – 345с.
2. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. – М.: 139 Машиностроение, 2001. – 368 с.
3. Базров Б.М. Совершенствование машиностроительного производства на основе модульной технологии // Станки и инструмент. – 1985. – №10. – С. 22-25.
4. Барановский, Ю.В. Режимы резания металлов: Справочник /Ю.В. Барановский. – М.: Машиностроение, 1972. – 408с.
5. Безпека життєдіяльності: навчальний посібник для студентів вищих закладів освіти України I-IV рівнів акредитації / За ред. Є.П. Желібо і В.М. Пічі. – Львів: Новий Світ-2000, 2002. – 328 с.
6. Беляев, Н.М. Сопротивление материалов /Н.М. Беляев. – М.: Наука, 1976. – 608с.
7. В.И. Кальченко, В.В. Кальченко, В.И. Венжега Торцевое шлифование со скрещивающимися осями инструмента и детали (Монография).– Чернигов: ЧГТУ, 2013. – 185 с.
8. Врагов Ю.Д. Анализ компоновок металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1978 – 199с.
9. Горбачевич, А.Ф. Курсовое проектирование по технологии машиностроения /А.Ф. Горбачевич. – Минск: Высшая школа, 1975. – 288с.
10. Грановский, Г.И. Резание металлов / Г.И. Грановский, В.Г. Грановский. – М.: Высшая школа, 1985. – 304с.
11. Детали и механизмы металлорежущих станков. Под ред. Д.Н. Решетова. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1970.
12. Дубиняк, С.А. Расчет деталей и узлов металлорежущих станков с использованием ЭВМ: Учеб. пособие /С.А. Дубиняк, С.Г. Нагорняк, И.В. Луцив, И.Д. Дубецкий. – К.: УМК ВО, 1989. -152с.

- 13.Егоров, М.Е. Технология машиностроения /М.Е. Егоров, В.И. Дементьев, В.Л. Дмитриев. – М.: Высшая школа, 1976. – 535с.
- 14.Кедров С.С. Колебания металлорежущих станков/ С.С. Кедров. – М.: Машиностроение,1978. -199с. 85
- 15.Косов М.Г. Нетвердотельное проектирование. Принципы. Методы. Применение / М.Г. Косов, А.П. Кузнецов, А.Н. Соболев. – М.: Янус-К, 2010.– 276 с.
- 16.Кочергин А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: учеб. пособие для вузов.– Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
- 17.Кудинов, В.А. Динамика станков /В.А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 359с.
- 18.Кузнецов, Ю.М. Теорія технічних систем /Ю.М. Кузнецов, І.В. Луців, С.А. Дубиняк. – К. – Тернопіль, 1997. – 310с.
- 19.Металлорежущие станки. Курсовое и дипломное проектирование/ М.Л. Орликов, И.Г. Федоренко, В.Н. Шишкин. – К.: Вища школа, 1987. – 152 с. 142
- 20.Металлорежущие станки: Учебник /В.Э.Пуш и др. – М.: Машиностроение, 1985. – 575с. 84
- 21.Моделирование точности при проектировании технологических машин/ М.Г. Косов, А.А. Кутин, Р.В. Саакян, Л.М. Червяков. – М.: МГТУ «Станкин», 1998. – 104 с.
- 22.Основи екології/ Г.О. Білявський, Р.С. Фурдуй, І.Ю. Костіков. – К.: Либідь, 2004. – 408 с.
- 23.Охорона праці : Навч. посіб. / Я.І. Бедрій, Є.О. Геврик, І.Я. Кіт та інші; ред. Є.О. Геврик; Укр. Держ. Лісотехн. Ун-т. – Львів, 2000. – 280с.
- 24.Паливода Ю. Інструментальні матеріали, режими різання, технічне нормування механічної обробки: навчально-методичний посібник / Ю. Паливода, А. Дячун, Р. Лещук. – Тернопіль, Тернопільський національний технічний університет ім.І.Пулюя, 2019. – 240с.

25. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т.2. Ч.1. Расчет и конструирование узлов и элементов станков// Под общ. ред. А.С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 с.
26. Проников А.С. Параметрическая надежность машин.– М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 560 с.
27. Пуш А.В. Шпиндельные узлы – качество и надёжность. – М.: Машиностроение, 1992. – 288 с.
28. Пуш, В.Э. Конструирование металлорежущих станков /В.Э. Пуш. – М.: Машиностроение, 1977. – 561с.
29. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
30. Родин, П.Р. Металлорежущие инструменты: Учебник /П.Р. Родин. 3-е изд. – К.: Вища шк., 1986. – 455с.
31. Справочник технолога-машиностроителя: В 2-х т. /Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986.
32. Пат. на корисну модель №31383: МПК(2006) В23В 9/00. Багатошпиндельна головка / Карпусь В.Є., Котляр О.В.; заявник і патентовласник Нац. техн. ун-т “ХПІ”. – № у 2007 11973; заявл. 29.10.07; опуб. 10.04.08, Бюл. №7.
33. Пат. на корисну модель №36304: МПК(2006) В23В 39/00. Багатошпиндельна головка / Карпусь В.Є., Котляр О.В.; заявник і патентовласник Нац. техн. ун-т “ХПІ”. – № у 2008 04755; заявл. 14.04.08; опуб. 27.10.08, Бюл. №20.
34. Пат. на корисну модель №40394: МПК(2006) В23В 47/00. Багатошпиндельна головка / Карпусь В.Є., Границя В.О., Котляр О.В.; заявник і патентовласник Нац. техн. ун-т “ХПІ”. – № у 2008 11860; заявл. 06.10.08; опуб. 10.04.09, Бюл. №7.