

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

Сумський державний університет

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ *Віталій ІВАНОВ*

« \_\_\_\_ » *червня 2021* р.

**МОДЕРНІЗАЦІЯ ПРИВОДА ГОЛОВНОГО РУХУ ТОКАРНО -  
КАРУСЕЛЬНОГО ВЕРСТАТА**

Кваліфікаційна робота (проект) бакалавра

Спеціальність – *133 «Галузеве машинобудування»*

Освітня програма – *«Металорізальні верстати та системи»*

Студент

*Захар РЕУТА*

Керівник

*Микола КОРОТУН*

Нормоконтроль

*Юлія ДЕНИСЕНКО*

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Призначення, основні вузли, принципова дія та технічна характеристика базової моделі верстата.....	5
1.1 Призначення та область застосування.....	5
1.2 Основні вузли верстата.....	6
1.3 Технічна характеристика токарно-карусельного верстата 1A563.....	7
2 Кінематичний розрахунок об'єкта модернізації.....	9
2.1 Вибір структурної формули привода.....	9
2.2 Визначення кількості валів у приводі.....	10
2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми.....	10
2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді.....	11
2.5 Побудова структурних сіток.....	12
2.6 Аналіз структурних сіток.....	13
3 Побудова графіка частот обертання шпинделя.....	14
3.1 Визначення кількості зубців зубчастих коліс.....	16
3.2 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя.....	20
3.3 Оцінка точності кінематичного розрахунку.....	20
3.4 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода.....	21
3.5 Проектування конструкції приводу головного руху.....	22
3.6 Розрахунок валів.....	28

					<b>КРБ ВІ-19510127-ПЗ</b>				
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата					
Разроботал	Реута				Пояснювальна записка			Лист	
Проверил	Коротун								
Н. Контр.	Денисенко				<b>ВІ- 71-9</b>				
Утверд.	Іванов								

3.7 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність.....	35
4 Проектування верстатного пристрою для установаження і затискання заготовки або інструменту.....	39
4.1 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості базових поверхонь.....	39
4.2 Аналіз схеми базування заготовки.....	40
4.3 Визначення похибки базування.....	43
4.4 Розрахунок сил закріплення заготовки.....	45
4.5 Вибір та розрахунок силового приводу.....	51
4.6 Точносні розрахунки пристрою.....	53
4.7 Будова та принцип дії пристрою.....	55
Перелік джерел посилання.....	56

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		

## ВСТУП

Металорізальні верстати є основним видом заводського устаткування, призначеним для виробництва всіх сучасних машин, приладів, інструментів і інших виробів, тому кількість металорізальних верстатів, їх технічний рівень в значній мірі характеризують виробничу потужність країни.

Основним завданням верстатобудування є значне зростання випуску верстатів, збільшення типажу, підвищення їх якості і надійності; значне підвищення продуктивності праці і рівня автоматизації в машинобудуванні, задоволення вимог, що безперервно підвищуються, до точності обробки.

Верстатобудування – це крупна галузь машинобудування. Вона в змозі повністю забезпечити потребу всієї нашої промисловості в металорізальному устаткуванні, і від рівня його розвитку залежить успіх всієї промисловості країни.

Машинобудування являється основою науково-технічного прогресу в різних галузях народного господарства. Безперервне вдосконалення і розвиток машинобудування зв'язані з прогресом верстатобудування, оскільки металорізальні верстати разом з деякими іншими видами технологічного оснащення забезпечують виготовленнялюбих нових видів обладнання.

Центром виробництва важких верстатів є Краматорськ. Іншими центрами верстатобудування є Київ (завод верстатів-автоматів ім. Горького), Харків (завод агрегатних верстатів), Одеса (верстатобудівний), Запоріжжя (верстатобудівний), Житомир (верстатів-автоматів). Заводи неметаломісткого верстатобудування розміщені у Мелітополі, Лубнах, Корсунь-Шевченківському.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

# 1 ПРИЗНАЧЕННЯ, ОСНОВНІ ВУЗЛИ, ПРИНЦИПОВА ДІЯ ТА ТЕХНІЧНА ХАРАКТЕРИСТИКА БАЗОВОЇ МОДЕЛІ ВЕРСТАТА

## 1.1 Призначення та область застосування

Верстат багатоцільовий токарно-карусельний двостійковий 1А563 призначений для чорнової та чистової обробки деталей із сталей та чавунів, виробів з кольорових металів та їх сплавів.

На даних верстатах можна виконувати такі технологічні операції:

- обробку внутрішніх, зовнішніх, торцевих поверхонь обертання простої або складної форми;
- нарізання різі чи гвинтових канавок на поверхнях;
- фрезерування складних поверхонь, свердління, розточування, зенкерування, розгорткування та нарізання різі в отворах.

При встановленні додаткових пристроїв, на даному верстаті можна виконувати фрезерування поверхонь кутовою фрезерною головкою, шліфування простих та складних поверхонь шліфувальною головкою.

Дані верстата забезпечують:

- комплексну обробку великогабаритних деталей;
- скорочення тривалості виробничого циклу;
- високу якість оброблюваної поверхні.

Даний верстат є верстатом порталного типу з двома вертикальними супортами на поперечині: правим токарним та лівим фрезерно-розточним. Портал не з'єднаний з основою планшайби. Замикання всіх навантажень на зусиль різання відбувається через фундамент.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 1.2 Основні вузли верстата

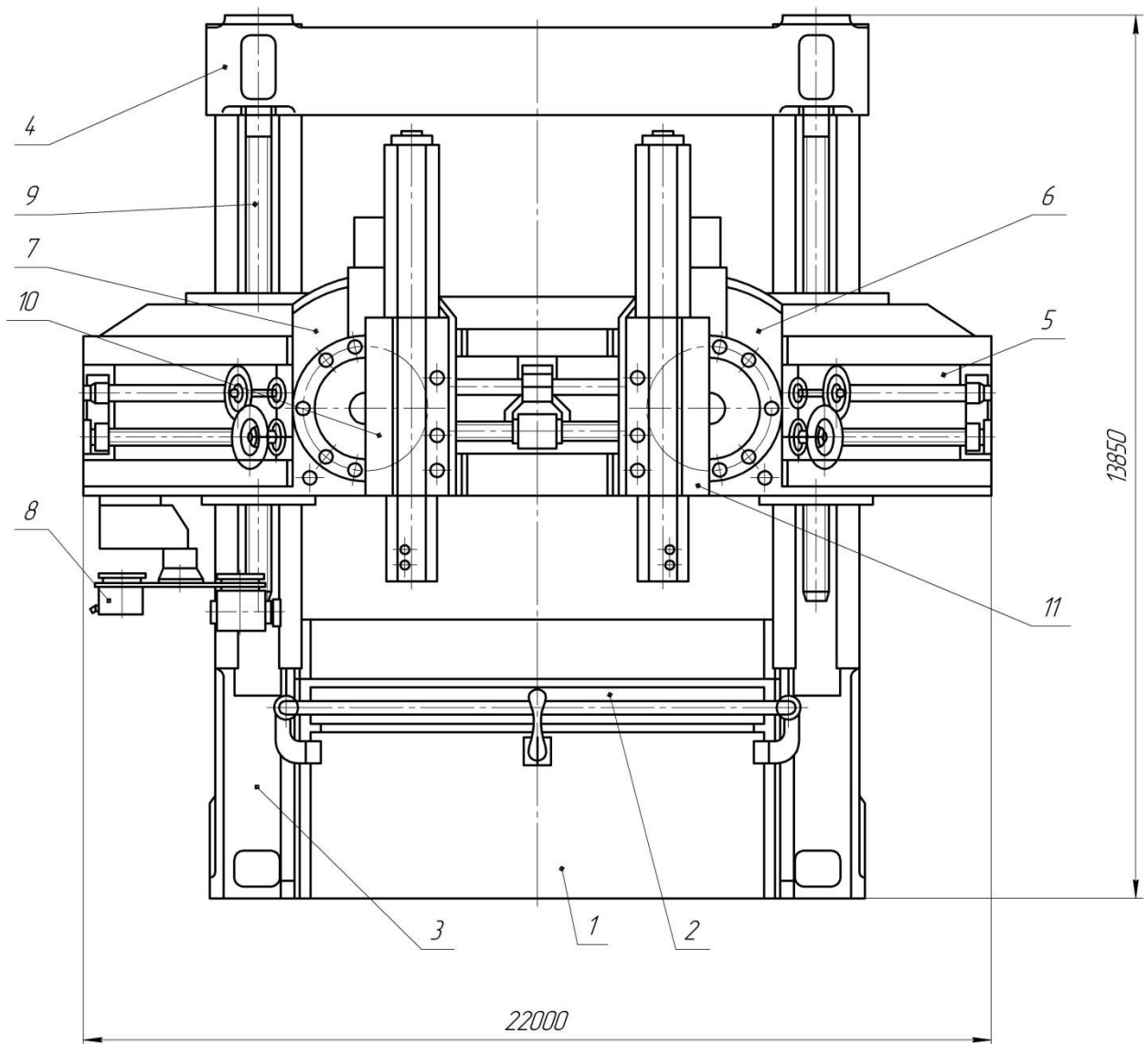


Рисунок 1.1 – Загальний вид базової моделі верстата 1A563

Основні вузли базової моделі верстата:

1 – стіл; 2 – планшайба; 3 – стійки; 4 – балка; 5 – траверса; 6 – токарний супорт; 7 – фрезерно-розточний супорт; 8 – поворотний магазин; 9 – вертикальні ходові гвинти; 10 – повзун; 11 – повзун.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КРБ ВІ-19510127-ПЗ

Лист

# 1 Технічна характеристика токарно-карусельного верстата 1А563

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики верстату

Максимальний діаметр оброблюваної заготовки, мм	6300
Максимальна висота оброблюваної заготовки, мм	3150
Максимальна маса оброблюваної заготовки, тон	250
Діаметр планшайби стола, мм	5600
Робочий хід повзуна:	
-токарного супорта, мм	2800
-фрезерно-розточного, мм	2000
Робочий хід салазок супорта, мм	3500
Найбільший момент різання на планшайбі, кН·м	450
Кількість ступеней швидкостей головного приводу планшайби	2
Межі частот обертання планшайби:	
-від головного приводу (безступінчасто), об/хв	0,315...31,5
-від приводу подач – вісь С (безступінчасто), об/хв	0,0001...0,063
Межі вертикальних та горизонтальних подач, мм/хв	0,1...2000
Швидкість холостого переміщення, мм/хв	5000
Потужність приводу головного руху, кВт	100
Потужність електродвигуна приводу фрезерно-розточного супорта, кВт	36

Продовження таблиці 1.1

Габаритні розміри верстата	
-довжина, мм	22000
-ширина, мм	8544
-висота, мм	13850
-висота над рівнем полу, мм	10840
Маса верстата, тон	270

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		



## 2 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК МОДЕРНІЗОВАНОГО ПРИВОДА МЕТАЛОРИЗАЛЬНОГО ВЕРСТАТА 1А563

Вихідні данні:

За завданням потрібно виконати модернізацію привода за такими вихідними даними:  $n_{дв} = 1450 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_{min} = 48 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\varphi = 1,26$ ,  $Z = 16$ .

### 2.1 Вибір структурної формули привода

Структурна формула привода має такий вигляд:  $Z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_i$ ,

де  $Z$  – кількість швидкісних ступенів привода за завданням;

$i$  – порядок розміщення даної групи в напрямку передачі руху;

$P$  – кількість переключень (передач) у групі.

Якщо  $Z = 16$ , то структурні формули можуть бути такими:  $Z = 8 \cdot 2$ ;  $Z = 4 \cdot 4$ ;  $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2$ ;  $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1$ ;  $Z = 2 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2$ , та деякі інші варіанти. Слід зазначити, що з точки зору математики формули рівнозначні, тому що відповідають вимогам  $Z = 16$ . З точки зору механіки за цими формулами стоять конструкції коробок швидкостей або подач, і коробка швидкостей, що має на першому валу блок на 6 переключення, а на другому – на 2 переключення, значно відрізняється від коробки швидкостей, у якої на першому валу 3 переключення, а на другому – 4. Оптимальним варіантом з усіх наведених є варіант  $Z = 4 \cdot 2 \cdot 2$ .

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## 2.2 Визначення кількості валів у приводі

Із структурною формулою пов'язана можливість визначення кількості валів у приводі верстата. Ця залежність дуже проста і визначається формулою

$$B = m + 1,$$

де  $m$  – кількість груп передач привода. Для структурної формули

$$Z = 4 \cdot 2 \cdot 2, \quad m = 3, \quad \text{тоді кількість валів } B = 5.$$

## 2.3 Виконання первісного варіанта кінематичної схеми

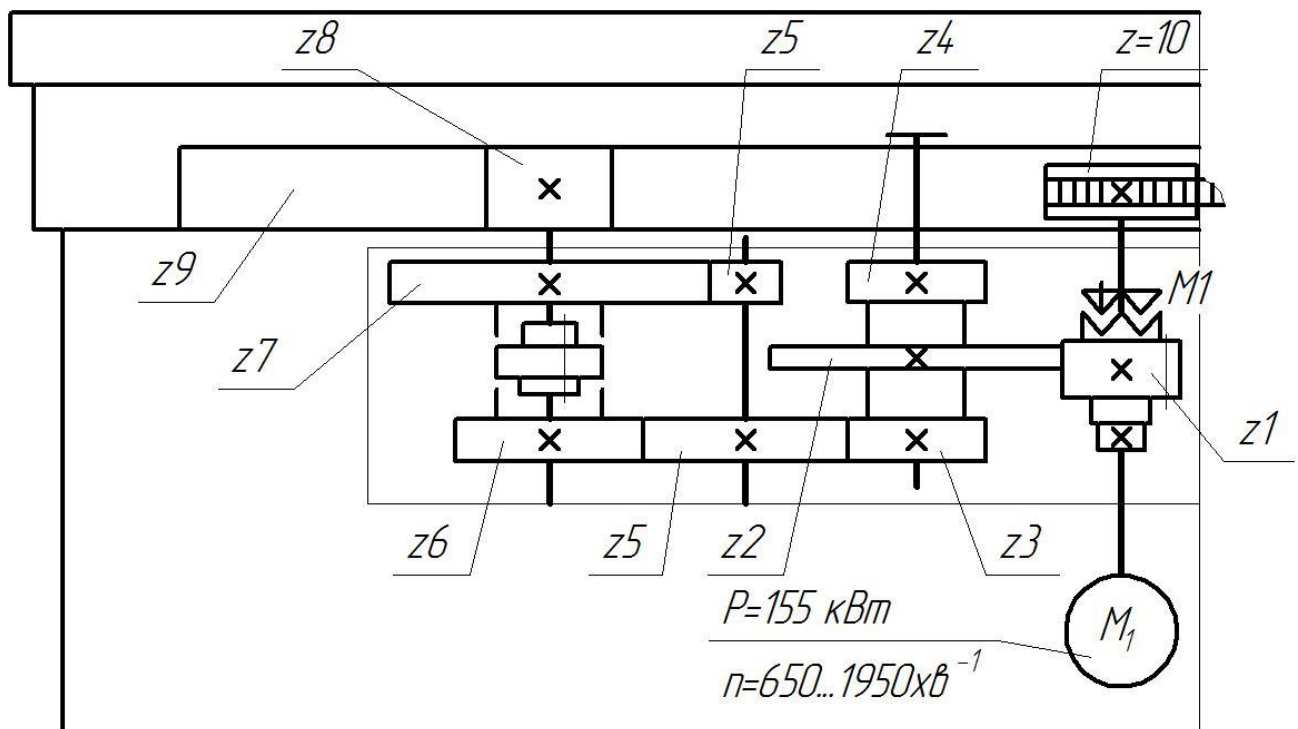


Рисунок 2.1 – Первісний варіант кінематичної схеми коробки швидкостей верстата

## 2.4 Складання структурних формул у розгорнутому вигляді

Структурна формула у розгорнутому вигляді містить в собі й характеристику і має такий вигляд:

$$Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3) \cdot \dots \cdot P_m(X_m).$$

Спочатку у загальному вигляді:

1)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$\parallel \quad | \quad 0$$

2)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$| \quad \parallel \quad 0$$

3)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$\parallel \quad 0 \quad |$$

4)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$| \quad 0 \quad \parallel$$

5)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$0 \quad | \quad \parallel$$

6)  $Z = P_1 (X_1) \cdot P_2 (X_2) \cdot P_3(X_3)$

$$0 \quad \parallel \quad |$$

Після підстановки кількості переключень отримаємо такі значення:

$$1) \quad Z = 4 (4) \cdot 2 (2) \cdot 2(1)$$

$$\parallel \quad | \quad 0$$

$$2) \quad Z = 4 (2) \cdot 2 (8) \cdot 2(1)$$

$$| \quad \parallel \quad 0$$

$$3) \quad Z = 4 (4) \cdot 2 (1) \cdot 2(2)$$

$$\parallel \quad 0 \quad |$$

$$4) \quad Z = 4 (2) \cdot 2 (1) \cdot 2(8)$$

$$| \quad 0 \quad \parallel$$

$$5) \quad Z = 4 (1) \cdot 2 (4) \cdot 2(8)$$

$$0 \quad | \quad \parallel$$

$$6) \quad Z = 4 (1) \cdot 2 (8) \cdot 2(4)$$

$$0 \quad \parallel \quad |$$

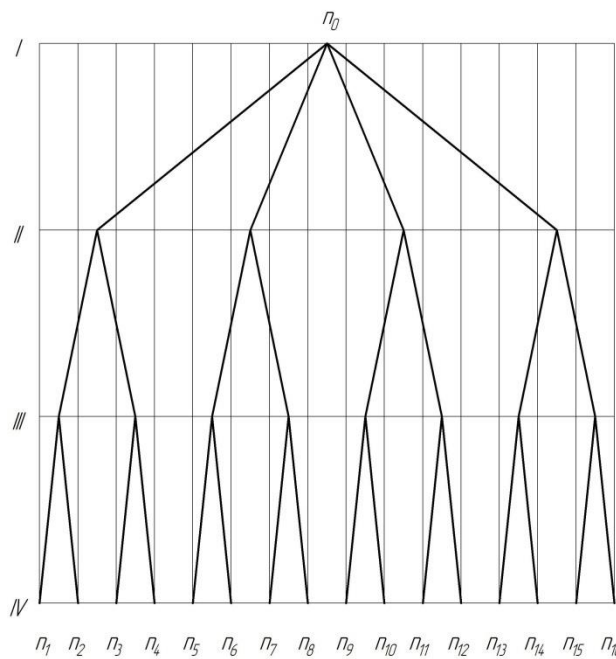
## 2.5 Побудова структурних сіток

Структурні сітки – це симетричні діаграми, які відображають структурні формули у розгорнутому вигляді і вказують на кількість валів привода, кількість груп переключень, характер переключень залежно від того, яку роль відіграє група (основну, 1 – її множини, 2 – її і т. д.). Сітка будується на фоні або на полі сітки, яке, у свою чергу, складається із горизонтальних ліній, що визначають вали, та вертикальних, кількість яких дорівнює кількості швидкісних ступенів привода. Оскільки сітка - симетрична діаграма, нульова

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

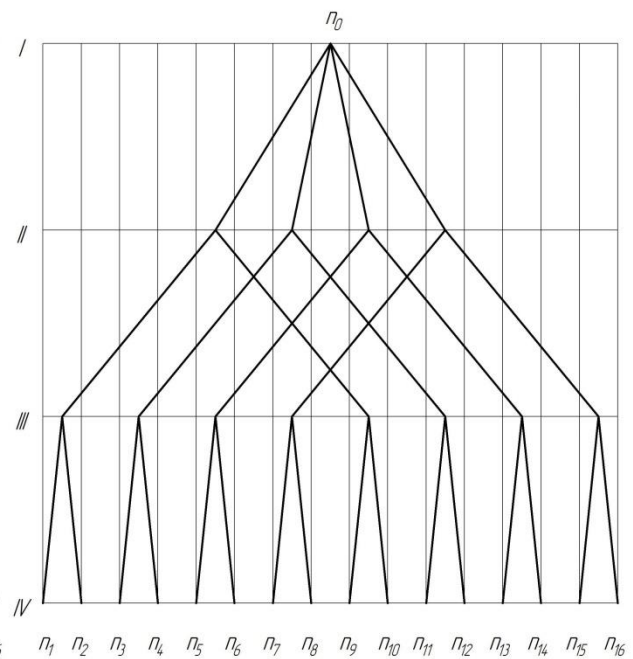
точка частот розміщується посередині лінії, що відповідає першому валу.

Відстань між вертикалями береться такою, що дорівнює характеристиці  $X = 1$ .



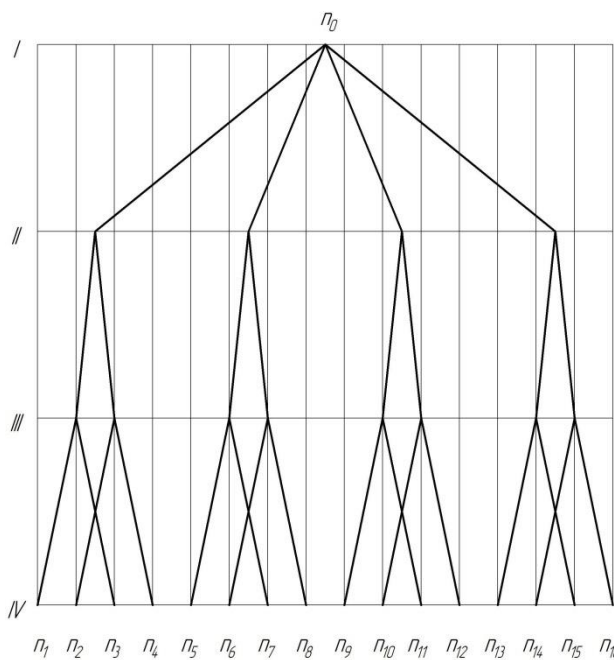
1)  $Z = 4 (4) \cdot 2 (2) \cdot 2(1)$

|| | 0



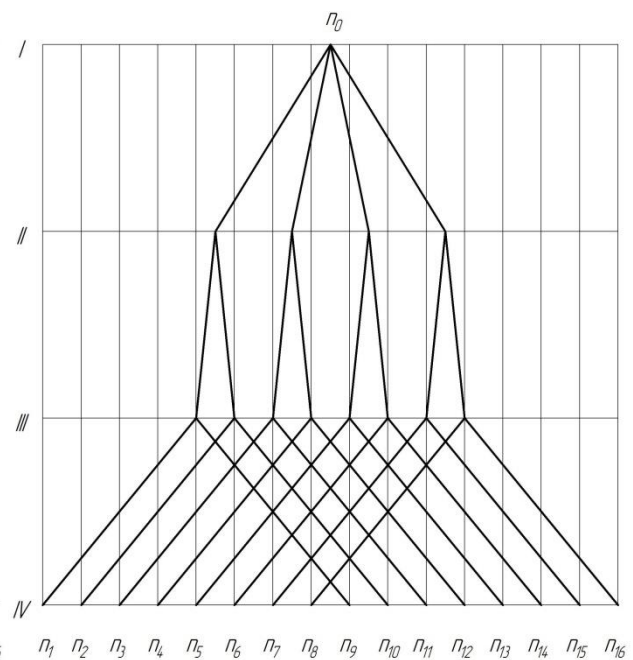
2)  $Z = 4 (2) \cdot 2 (8) \cdot 2(1)$

| || 0



3)  $Z = 4 (4) \cdot 2 (1) \cdot 2(2)$

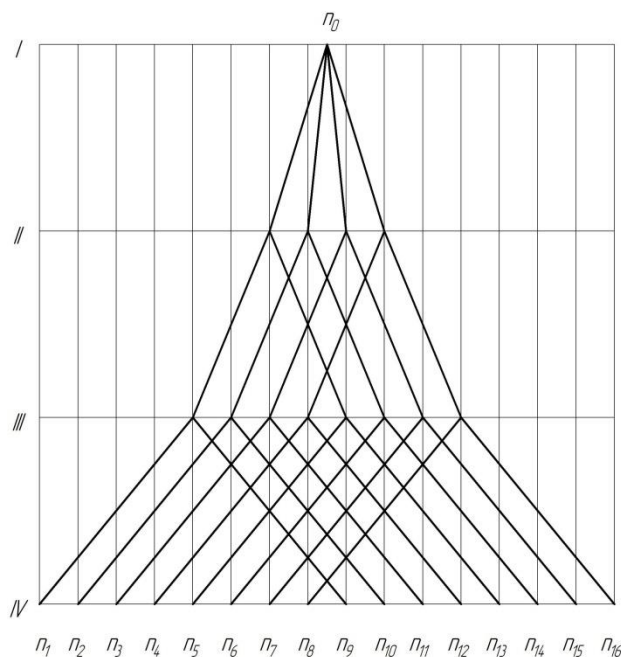
|| | 0



4)  $Z = 4 (2) \cdot 2 (1) \cdot 2(8)$

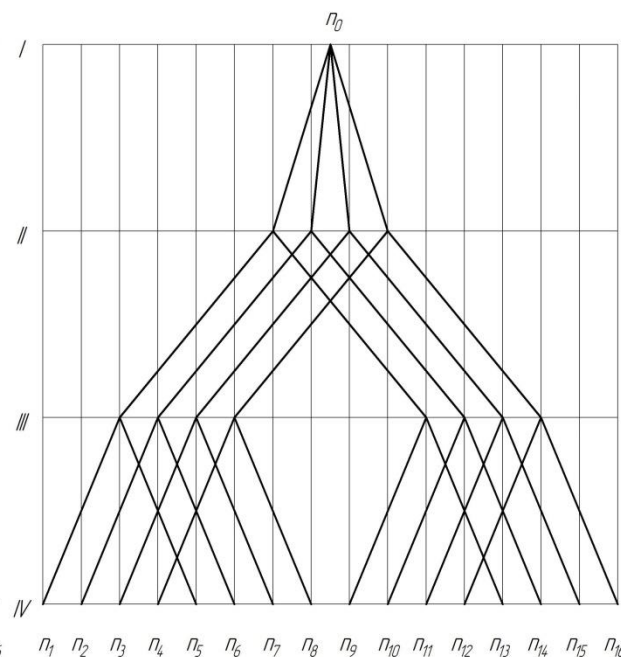
| 0 ||

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата



$$5) Z = 4 (1) \cdot 2 (4) \cdot 2(8)$$

0 || I



$$6) Z = 4 (1) \cdot 2 (8) \cdot 2(4)$$

0 || I

## 2.6 Аналіз структурних сіток

Навіть побіжне порівняння структурних сіток показує, що вони мають різний вигляд. Оптимальним вважається такий варіант, у якого відрізки, що визначають передатні відношення між валами, поступово розходяться від першого валу до четвертого. Порівняння наведених варіантів дає змогу визначити, що серед представлених найкращий варіант п'ятий, а найгірший- третій. Тому для подальшого графоаналітичного розрахунку зупиняємося на п'ятому варіанті структурних сіток як оптимальному.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

### 3 ПОБУДОВА ГРАФІКА ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

Задана мінімальна частота  $n_{\min} = 3 \text{ хв}^{-1}$  це частота обертання планшайби. Для визначення мінімальної частоти обертів на останньому валі коробки швидкостей визначаємо передатне відношення між зубчатим колесом на планшайбі та зубчатим колесом на останньому валі коробки головного руху. З кінематичної схеми базової моделі верстата бачимо що  $z_{\text{пл}} = 315$ , а  $z_{\text{к}} = 20$ , тобто передатне відношення дорівнює  $u = 320/20 = 16$ , а мінімальна частота обертання останнього валу  $n_{\min} = 3 \cdot 16 = 48$ .

Також вводимо в графік ще два вали. Перший – це вал який виходить безпосередньо з двигуна. Другий вал вводимо для зменшення передатних відношень.

$n_{\min} = 48 \text{ хв}^{-1}$ ,  $\varphi = 1,26$ , а  $Z = 16$ , то геометричний ряд частот має такі значення:  $n_1 = 48$ ,  $n_2 = 60$ ,  $n_3 = 80$ ,  $n_4 = 100$ ,  $n_5 = 125$ ,  $n_6 = 150$ ,  $n_7 = 200$ ,  $n_8 = 250$ ,  $n_9 = 315$ ,  $n_{10} = 400$ ,  $n_{11} = 500$ ,  $n_{12} = 600$ ,  $n_{13} = 800$ ,  $n_{14} = 1000$ ,  $n_{15} = 1250$ ,  $n_{16} = 1600$ . Частота обертання двигуна  $n_{\text{дв}} = 1450 \text{ хв}^{-1}$ .

Структурна сітка не дає фактичних значень частот обертання і передавальних відношень передач в групах. Для визначення цих величин будують другий графік - графік частот обертання. Графік частот обертання приводу є фактичною картиною частот обертання.

Для його побудови повинні бути відомі:

- а) знаменник ряду частот обертання  $\varphi$  ;
- б) фактичні частоти обертання від  $n_1 = n_{\min}$  до  $n_z = n_{\max}$ ;
- в) частота обертання обраного приводу двигуна  $n_{\text{дв}}$ ;
- г) повна кінематична схема приводу, яка крім групових передач може мати і поодинокі передачі.

$$n_{об} = 1450 \times \beta^{-1}$$

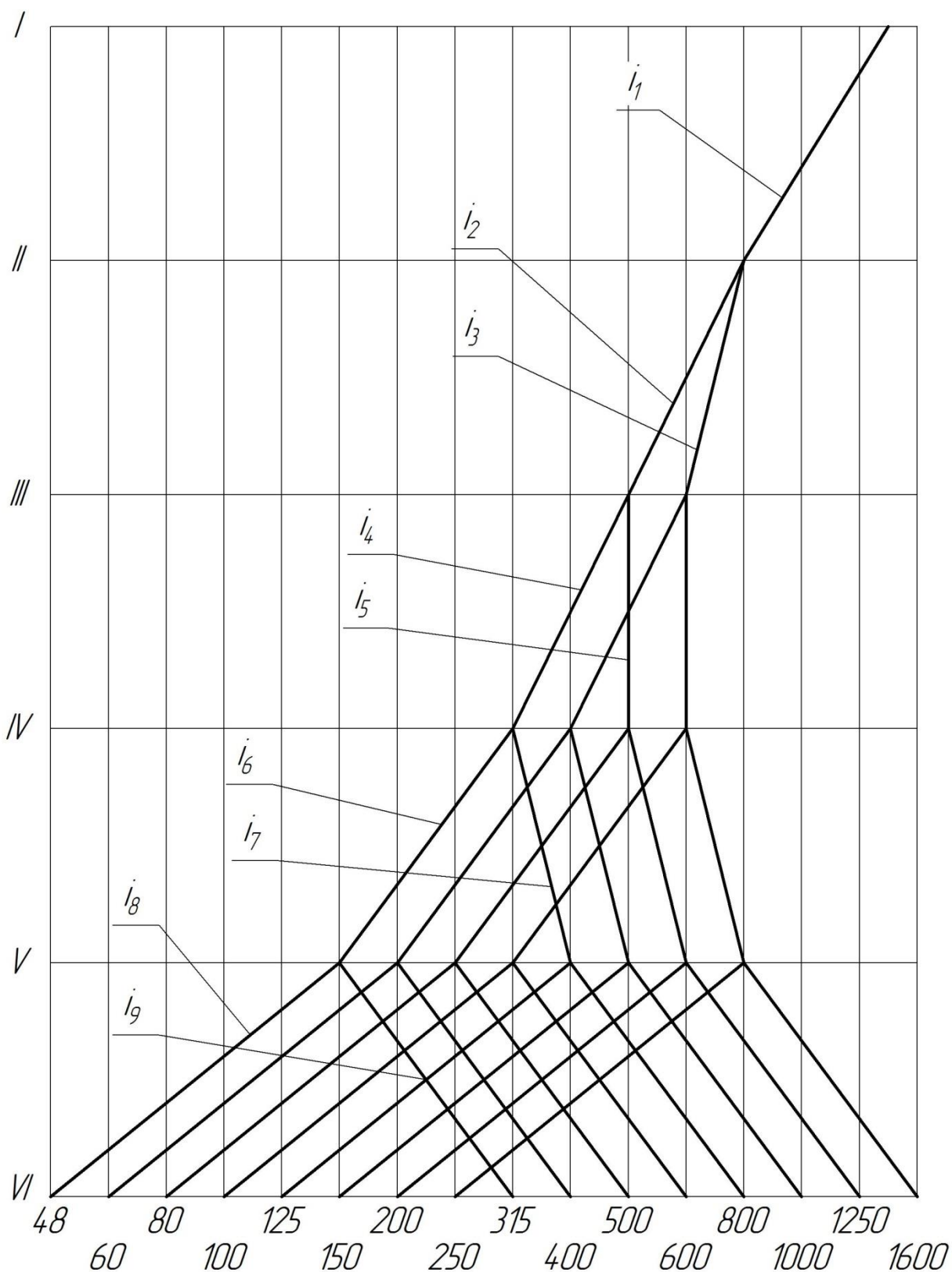


Рисунок 2.2 – Графік частот обертання шпинделя привода верстата (без розрахунку передатних відношень).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КРБ ВІ-19510127-ПЗ

Лист



При розробці кінематичної схеми верстата в першу чергу необхідно вирішити питання вибору типу приводу. Привід - джерело руху і сукупність механізмів, що передають рух до кінцевих ланках верстата.

Верстат може мати один або кілька джерел руху. Застосування декількох двигунів дозволяє скоротити кінематичні ланцюги, спростити управління, механізувати і автоматизувати верстат. Якщо ж між окремими кінематичними ланцюгами потрібна суворий взаємозв'язок, то вони повинні отримувати рух від загального двигуна. Вибір приводу має істотне значення при проектуванні нового верстата, так як це є одним з основних умов створення високоякісної й економічної продукції.

### 3.1 Визначення кількості зубців зубчастих коліс

Коли ГЧО побудовано, можна визначити кількість зубців зубчастих коліс у кожній парі, що позначені на первісному варіанті кінематичної схеми як  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$  і т. д. Для визначення кількості зубців зубчастих коліс також існують правила. Перше правило полягає у тому, що сума зубів зубчастих коліс у двоваловій передачі залишається незмінною, тобто можна написати, що  $\Sigma Z = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \text{const}$  (між першим та другим валами, наприклад).. Суму  $Z$  визначають виходячи з того, що найменша кількість зубів на одному колесі може бути 18 – 20. Тоді  $\Sigma Z_{\min} \approx 40$ , а відповідно  $\Sigma Z_{\max} \approx 120$ . Друге правило полягає у тому, що записують передатні відношення через кількість зубів зубчастих коліс і прирівнюють їх до передатних відношень з ГЧО через знаменник геометричного ряду. Це має такий вигляд:

$$\frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2}; \quad \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi}; \quad \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{1}{\varphi^0} = \frac{1}{1} = 1.$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Подані два рівняння (за першим та другим правилами) розв'язують спільно.

Тоді значення  $Z_1$  та  $Z_2$  визначають так:

$$z_1 = \frac{\Sigma z}{1+\varphi^2}, \quad Z_2 = \Sigma Z - Z_1.$$

Для визначення реальних значень потрібно задати  $\Sigma Z$ .

$$i_1 = \frac{n_0}{n_{\text{дв}}} = \frac{800}{1450} = 0,55.$$

Обираємо число зубів на першому колесі  $z_1=20$ , тоді:

$$Z_2 = Z_1 / i_1 = 20/0,55 = 36.$$

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \Sigma Z = 74, \quad Z_3 = \frac{74}{1+1,59} = 28; \quad Z_4 = 74 - 28 = 46. \quad \frac{28}{46};$$

$$i_3 = \frac{1}{\varphi}, \quad \Sigma Z = 74, \quad Z_5 = \frac{74}{1+1,26} = 32; \quad Z_6 = 74 - 32 = 42. \quad \frac{32}{42};$$

$$i_4 = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \Sigma Z = 72, \quad Z_7 = \frac{72}{1+1,59} = 28; \quad Z_8 = 72 - 28 = 44. \quad \frac{28}{44};$$

$$i_5 = \frac{1}{1}, \quad \Sigma Z = 72. \quad \frac{36}{36};$$

$$i_6 = \frac{1}{\varphi^3}, \quad \Sigma Z = 66, \quad Z_{11} = \frac{66}{1+2} = 22; \quad Z_{12} = 66 - 22 = 44. \quad \frac{22}{44};$$

$$i_7 = \frac{\varphi}{1}, \quad \Sigma Z = 66, \quad Z_{13} = \frac{66}{1+1,26} = 29; \quad Z_{14} = 66 - 29 = 37. \quad \frac{37}{29};$$

$$i_8 = \frac{1}{\varphi^5}, \quad \Sigma Z = 80, \quad Z_{15} = \frac{80}{1+3,18} = 19; \quad Z_{16} = 80 - 19 = 61. \quad \frac{19}{61};$$

$$i_9 = \frac{\varphi^3}{1}, \quad \Sigma Z = 80, \quad Z_{17} = \frac{80}{1+2} = 27; \quad Z_{18} = 80 - 27 = 53. \quad \frac{53}{27};$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$n_{об} = 1450 \text{ об}^{-1}$$

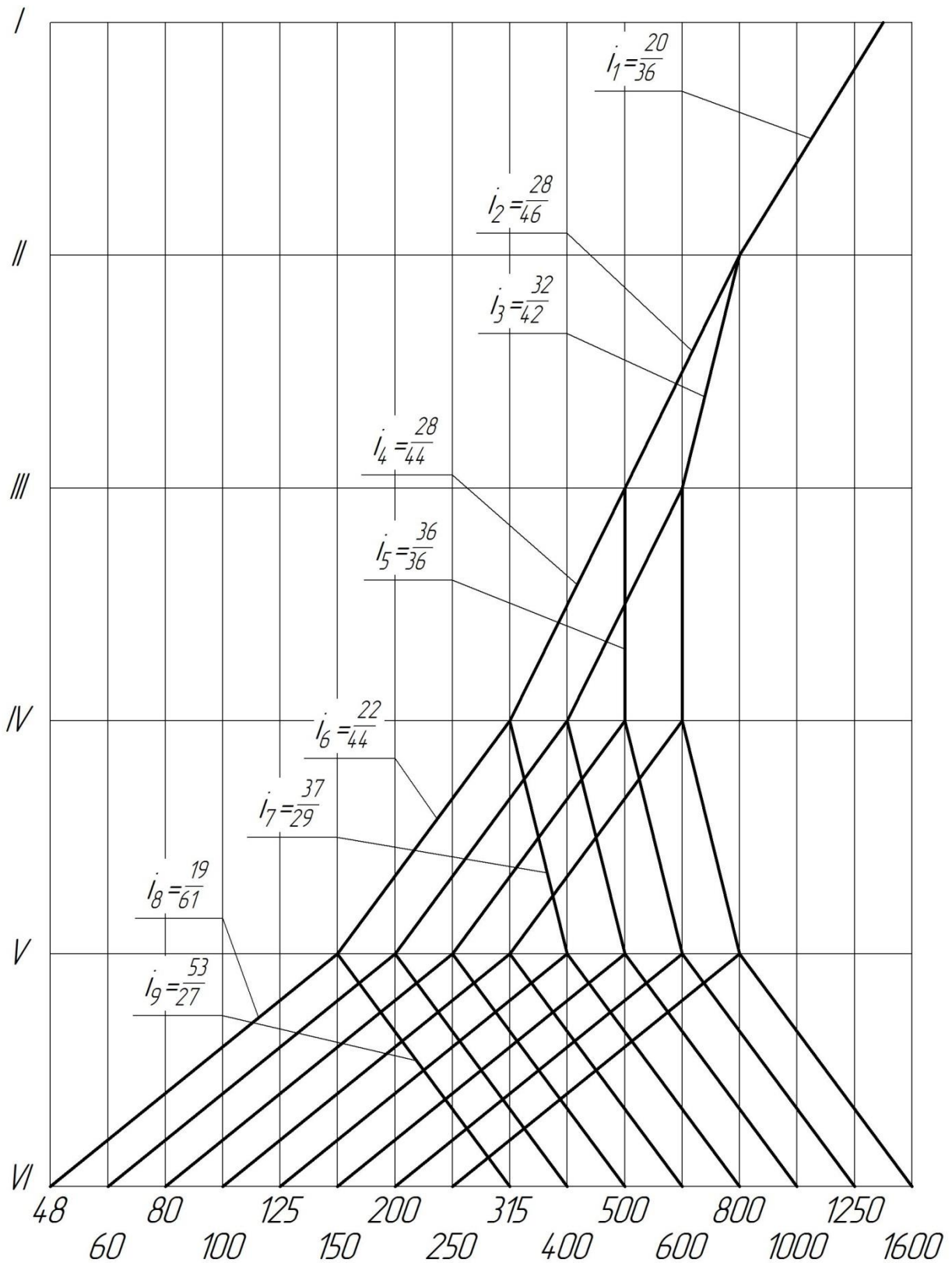


Рисунок 3.1 - Графік частот обертання шпинделя з підібраними передаточними відношеннями(колесами)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КРБ ВІ-19510127-ПЗ

Лист

### 3.2 Підрахування фактичних частот обертання шпинделя

Якщо прораховані усі передатні відношення привода, то можна визначити фактичні частоти обертання шпинделя шляхом складання відповідних рівнянь кінематичного балансу. Такі рівняння можна складати користуючись ГЧО. Вихідною точкою для таких розрахунків є частота 1000 хв<sup>-1</sup> тому, що точка на валу одна і відповідає точці  $n_0$  на структурних сітках. Першу, або найменшу частоту, можна отримати, якщо перемножити передатні відношення  $i_1, i_4, i_6$ . Записати потрібно так:

$$n_1 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{19}{61} = 48,6 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_2 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{19}{61} = 60,8 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_3 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{19}{61} = 76,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_4 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{19}{61} = 95,6 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_5 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{19}{61} = 124 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_6 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{19}{61} = 155,2 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_7 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{19}{61} = 194,9 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_8 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{19}{61} = 243,9 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_9 = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{53}{27} = 306,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{10} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{53}{27} = 383,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{11} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{53}{27} = 481,3 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{12} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{22}{44} \cdot \frac{53}{27} = 602,4 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{13} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{53}{27} = 781,5 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{14} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{28}{44} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{53}{27} = 978,2 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{15} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{28}{46} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{53}{27} = 1228 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{16} = 1450 \cdot \frac{20}{36} \cdot \frac{32}{42} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{37}{29} \cdot \frac{53}{27} = 1567,9 \text{ хв}^{-1},$$

### 3.3 Оцінка точності кінематичного розрахунку

Для визначення ступеня невідповідності фактичних частот обертання стандартизованим користуються формулою

$$\Delta = \pm \frac{n_{\phi} - n_{ст}}{n_{ст}} 100\%$$

де  $n_{\phi}$ ,  $n_{ст}$  – відповідно фактичні та стандартизовані частоти обертання шпинделя.

Перевіримо відповідність останньої (найбільшої) частоти обертання шпинделя:

$$\Delta = \frac{1600 - 1567,9}{1600} \cdot 100\% = 0,02 \cdot 100\% = 2\%,$$

що знаходиться у межах допуску  $[\Delta] = \mp 2,6 \%$ .

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Після оцінки точності кінематичного розрахунку можна зробити висновок, що розрахунок виконаний вірно.

### 3.4 Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

Кінцевий варіант кінематичної схеми виконують з дотриманням вимог ГОСТ 2.770 – 68 і 2.703 – 68, перший з яких є стандартом на умовні позначення на кінематичних схемах, а другий – правилом виконання кінематичних схем.

Приклад кінцевого варіанта кінематичної схеми привода подано на рисунку 2.4.

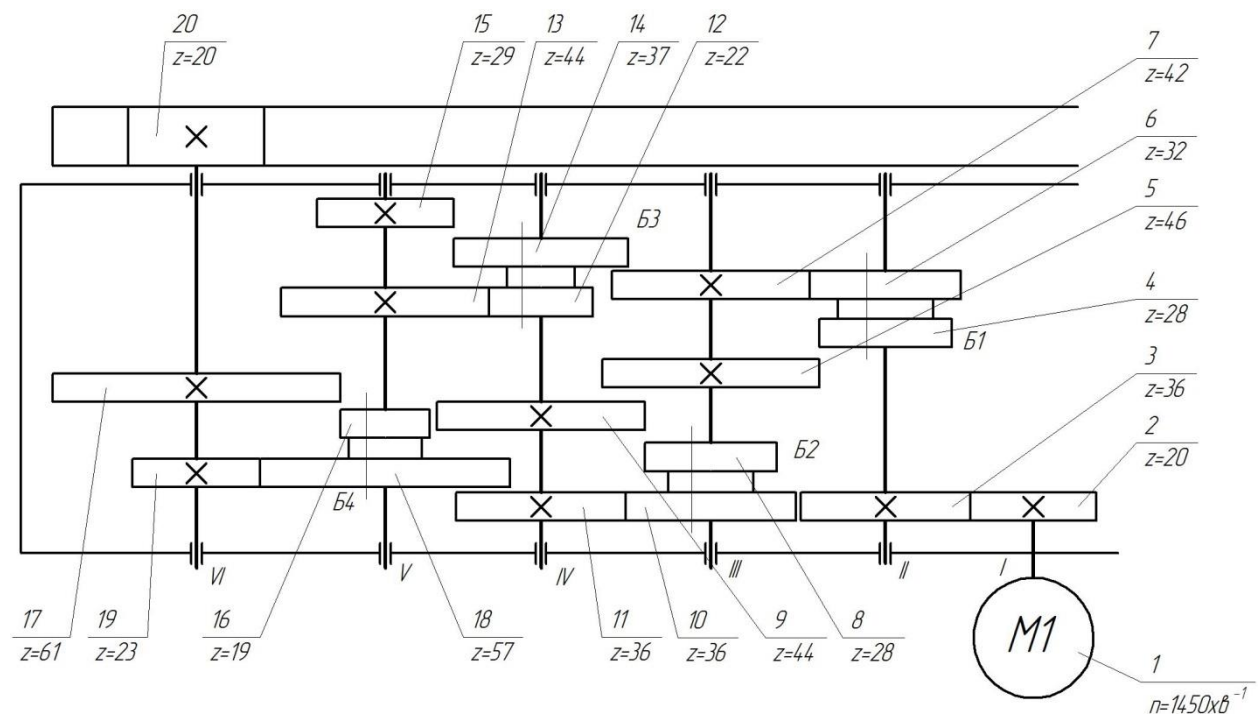


Рисунок 3.2 – Кінцевий варіант кінематичної схеми привода

### 3.5 Проектування конструкції приводу головного руху

Проектний розрахунок і методика конструювання приводу верстата починається з того, що визначають міжцентрову відстань між валами майбутньої коробки швидкостей.

Для цього використовують відому формулу:

$$a_{wi} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 0,5 \cdot \sum z \cdot m.$$

де  $m$  – модуль зубчастих коліс, мм;

$z_1$  – кількість зубців на шестерні;

$z_2$  – кількість зубців на колесі;

$\sum z$  – сумарна кількість зубців колеса та шестерні між валами (з кінематичного розрахунку).

Особливістю використання такої формули є те, що значення модуля невідоме і його потрібно прийняти попередньо, умовно, заручившись досвідом проектування коробок швидкостей із джерел технічної літератури (паспорта верстата).

Частіше за все на верстатах середніх розмірів у коробках швидкостей використовують зубчасті передачі, що мають модуль від 2,5 – 3,0 мм до 6,0 – 8,0 мм.

Візьмемо для прикладу значення модуля 4,0 мм між I, II, IV, V валами, 3 мм між II, III, IV валами та 3,5 мм між V та VI валами і скориставшись даними за кількістю зубів із кінематичного розрахунку визначимо міжцентрову відстань між валами, тобто:

$$\text{між валом I та II: } a_{w1} = 0,5 \cdot 56 \cdot 4 = 112 \text{ мм.}$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

між валом II та III:  $a_{w2} = 0,5 \cdot 74 \cdot 3 = 111$  мм.

між валом III та IV:  $a_{w3} = 0,5 \cdot 72 \cdot 3 = 108$  мм.

між валом IV та V:  $a_{w4} = 0,5 \cdot 66 \cdot 4 = 132$  мм.

між валом V та VI:  $a_{w5} = 0,5 \cdot 80 \cdot 3,5 = 140$  мм.

Після визначення міжцентрових відстаней логічно перейти до розрахунку діаметрів валів. Але для розрахунку валів, зубчастих коліс потрібно визначити навантаження на них, тобто діючі сили, крутні моменти. Для цього потрібно розрахувати сили різання при найбільших режимах та визначити потужність двигуна. Такі розрахунки можливі при індивідуальному завданні та розробленні оригінальної конструкції верстата. Для типових моделей верстатів можна скористатися потужністю базової моделі. Під час розрахунку коробок швидкостей вводять та використовують не номінальні, а розрахункові навантаження :

$$T_{pi} = T_j \cdot K,$$

$$F_p = F_t \cdot K,$$

де  $T_{pi}$  – розрахунковий крутний момент на  $i$  – му валу, Н· м;

$T_j$  – момент на попередньому валу, Н· м;

$F_t$  – колова сила, що прикладена до валу, Н;

$K$  – коефіцієнт навантаження,  $K = 1,2$ .

Крутний момент без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за такою формулою:

$$T_j = \frac{P}{\omega},$$

де  $\omega$  – кутова швидкість.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

Колову силу без урахування коефіцієнта навантаження розраховують за формулою:

$$F_t = \frac{2T_j}{d_z},$$

де  $d_z$  – дільний діаметр зубчатого колеса.

$$d_z = m \cdot z_i.$$

Розрахуємо крутний момент та колову силу для першого валу:

Для першого валу  $n = 1450 \text{ хв}^{-1}$  та  $P$  – потужність двигуна  $P = 50 \text{ кВт}$ .

$$\omega_1 = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 151 \text{ рад/с};$$

$$T_1 = \frac{50 \cdot 10^3}{151} = 329,45 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p1} = 329,45 \cdot 1,2 = 395,34 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм};;$$

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 329,45 \cdot 10^3}{80} = 823 \text{ Н};$$

$$F_{p1} = 905,75 \cdot 1,2 = 988 \text{ Н}.$$

Для другого валу:

$$\omega_2 = \frac{3,14 \cdot 800}{30} = 83,73 \text{ рад/с};$$

$$T_2 = \frac{50 \cdot 10^3}{83,73} = 597,13 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p2} = 597,13 \cdot 1,2 = 716,6 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_2 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ мм};$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 597,13 \cdot 10^3}{84} = 1421 \text{ Н};$$

$$F_{p2} = 1207,82 \cdot 1,2 = 1706 \text{ Н}.$$

Для третьего вала:

$$\omega_3 = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,33 \text{ рад/с};$$

$$T_3 = \frac{50 \cdot 10^3}{52,33} = 955,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p3} = 955,4 \cdot 1,2 = 1146,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_3 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ мм};$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 955,4 \cdot 10^3}{84} = 2274 \text{ Н};$$

$$F_{p3} = 2274 \cdot 1,2 = 2729 \text{ Н}.$$

Для четвертого вала:

$$\omega_4 = \frac{3,14 \cdot 315}{30} = 32,97 \text{ рад/с};$$

$$T_4 = \frac{50 \cdot 10^3}{32,97} = 1516,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p4} = 1516,8 \cdot 1,2 = 1819,8 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_4 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм};$$

$$F_{t4} = \frac{2 \cdot 1516,8 \cdot 10^3}{124} = 4595 \text{ Н};$$

$$F_{p4} = 4595 \cdot 1,2 = 5516 \text{ Н}.$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для п'ятого валу:

$$\omega_5 = \frac{3,14 \cdot 150}{30} = 15,7 \text{ рад/с};$$

$$T_5 = \frac{50 \cdot 10^3}{15,7} = 3184 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p5} = 3184 \cdot 1,2 = 3821 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_5 = 4 \cdot 19 = 76 \text{ мм};$$

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot 3184 \cdot 10^3}{76} = 8380 \text{ Н};$$

$$F_{p5} = 8380 \cdot 1,2 = 10056 \text{ Н}.$$

Для шостого валу:

$$\omega_6 = \frac{3,14 \cdot 48}{30} = 5,02 \text{ рад/с};$$

$$T_6 = \frac{50 \cdot 10^3}{5,02} = 4777 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{p6} = 4777 \cdot 1,2 = 5732 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$d_6 = 3,5 \cdot 23 = 80,5 \text{ мм};$$

$$F_{t6} = \frac{2 \cdot 4777 \cdot 10^3}{80,5} = 10110 \text{ Н};$$

$$F_{p6} = 10110 \cdot 1,2 = 12132 \text{ Н}.$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

### 3.6 Розрахунок валів

Розрахунок проводимо в два етапи:

- попередній розрахунок;
- уточнюючий розрахунок.

При попередньому розрахунку визначають орієнтовний діаметр валу та уточнюють його конструкцію. Діаметр вихідного кінця валу при допустимому напруженні  $[\tau] = 100$  МПа визначають за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_p}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Для першого валу:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{329,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 23,9 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_1 = 25$  мм.

Для другого валу:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{597,13 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 26,1 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_2 = 25$  мм.

З кінематичного розрахунку відомо, що вал II шліцьовий. Тому за ГОСТом 1139 – 81 призначаємо шліци за розмірами 6х 8х32 із centruванням за внутрішнім діаметром валу. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 6 х 28H7/g6 х 32H12/d10 х 7D9/f7.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для третього валу:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{1516,8 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 29,25 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_2 = 30 \text{ мм.}$

Вал III також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 x 32H7/g7 x 36H12/d10 x 6D9/f8.

Для четвертого валу:

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{3184 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 34,14 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_2 = 35 \text{ мм.}$

Вал IV також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 x 36H7/g6 x 40H12/d10 x 7D9/f7.

Для п'ятого валу:

$$d_5 = \sqrt[3]{\frac{3184 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 34,14 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_2 = 40 \text{ мм.}$

Вал IV також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 x 42H7/g6 x 46H12/d10 x 8D9/f7.

Для шостого валу:

$$d_6 = \sqrt[3]{\frac{4777 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 100}} = 44,5 \text{ мм.}$$

Беремо діаметр валу під підшипники  $d_2 = 45 \text{ мм.}$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Вал IV також шліцьовий. Посадка для рухомого з'єднання блок – вал може бути такою: d – 8 х 46H7/g6 х 50H12/d10 х 9D9/f7.

Уточнюючий (перевірний) розрахунок валів

Виконується після проектного розрахунку як розрахунок коефіцієнта запасу міцності для небезпечних перерізів валу на основі виконаної конструкції коробки швидкостей.

Умова міцності валу визначається за формулою

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S];$$

де [S] – допустимий коефіцієнт запасу міцності; значення [S] знаходиться у межах 1,3–1,5; можна взяти [S] = 1,4;

$S_\sigma$  – коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями;

$S_\tau$  – коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями;

S – загальний (розрахунковий) коефіцієнт запасу міцності. Його й потрібно визначити.

Складова попередньої формули – коефіцієнт запасу міцності за нормальним напруженням  $S_\sigma$  – визначається за формулою

$$S_\sigma = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \frac{\sigma_{-1}^{\sigma-1}}{\sigma_m};$$

де  $\sigma_{-1}$  – межа витримки при симетричному циклі;

$K_\sigma$  – коефіцієнт, для шліцьового валу  $K_\sigma = 1,65$ ;

$\varepsilon_\sigma = 0,92$  – масштабний фактор;

$\psi_\sigma = 0,15$  – коефіцієнт;

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\sigma_m$  – середнє напруження,  $\sigma_m = 0$ ;

$\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання.

В останній формулі невизначеними є:

$\sigma_{-1}$  – межа витримки при симетричному циклі;

$\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання.

Для визначення  $\sigma_{-1}$  потрібно знати  $\sigma_B$ ,  $\sigma_B$  для сталі 45 дорівнює 780 МПа з, тоді

$$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 780 = 335 \text{ МПа};$$

$\sigma_v$  – амплітуда нормальних напружень на згинання – визначається формулою

$$\sigma_v = \frac{M}{W_{\text{нетто}}};$$

до якої надходить сумарний момент  $M_\Sigma$  на згинання та параметр  $W_{\text{нетто}}$ .

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для розрахунку  $\sigma_y$  необхідно знайти сумарний згинальний момент  $M_z$  на валу. Для цього побудуємо схему діючих сил та реакцій і визначимо реакції опор у площинах XZ, YZ

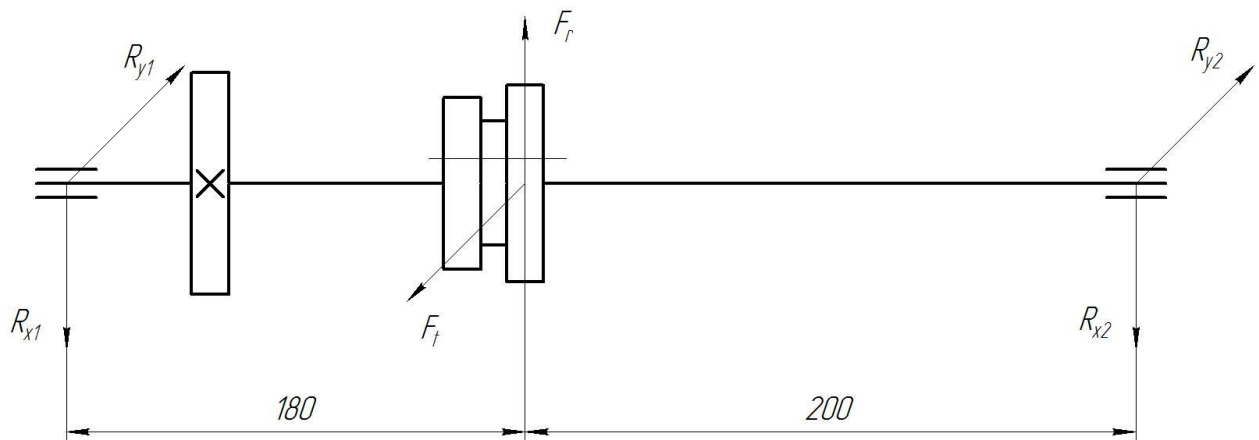


Рисунок 3.3 – Схема діючих сил та реакцій опор II валу коробки.

Реакції опор у площині XZ:

$$R_{y1} = \frac{F_t \cdot 180}{180 + 200} = \frac{988 \cdot 180}{180 + 200} = 468 \text{ Н},$$

$$R_{y2} = \frac{F_t \cdot 200}{180 + 200} = \frac{988 \cdot 200}{180 + 200} = 520 \text{ Н}.$$

Реакції опор у площині YZ:

$$R_{x1} = \frac{F_r \cdot 180}{180 + 200} = \frac{988 \cdot 180}{180 + 200} = 468 \text{ Н},$$

$$R_{x2} = \frac{F_r \cdot 200}{180 + 200} = \frac{988 \cdot 200}{180 + 200} = 520 \text{ Н}.$$

Згинальні моменти:

$$M_x = R_{x1} \cdot 180 = 8,4 \cdot 10^3 \text{ Нмм},$$

$$M_y = R_{y1} \cdot 180 = 8,4 \cdot 10^3 \text{ Нмм}.$$



## Сумарний згинальний момент

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(8,4 \cdot 10^3)^2 + (8,4 \cdot 10^3)^2} = 11,8 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

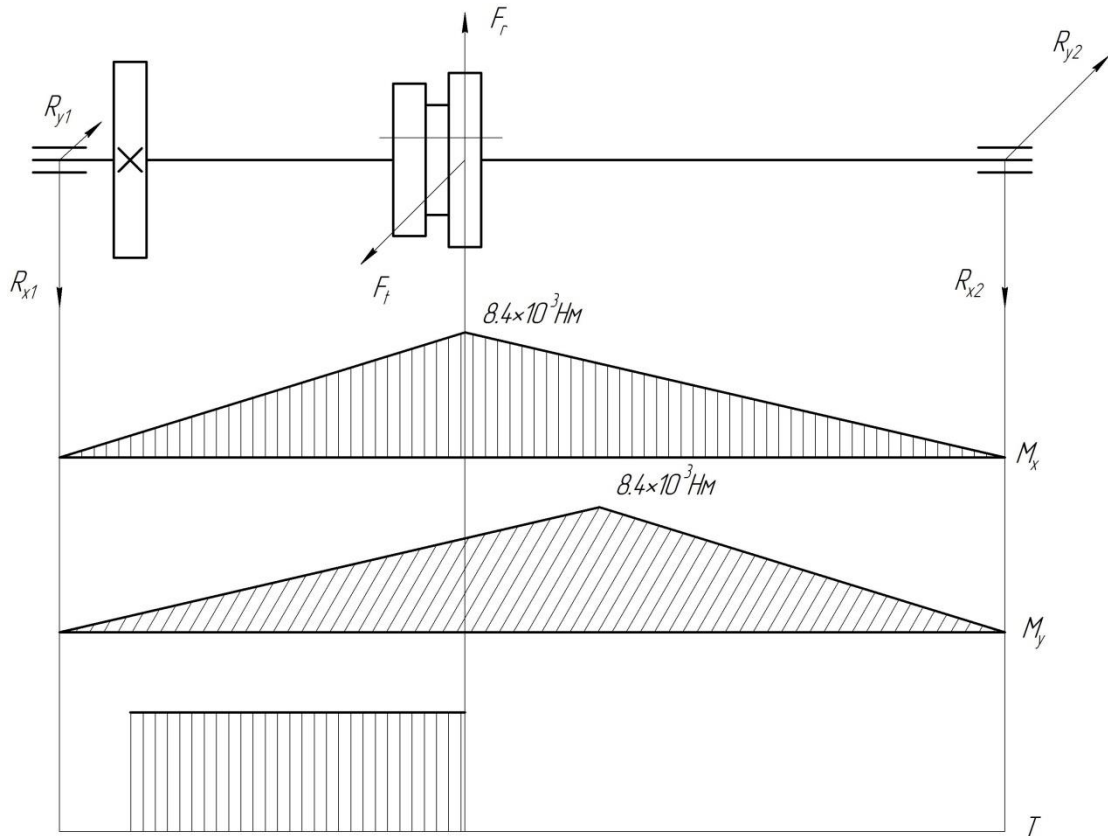


Рисунок 3.4 - Епюри згинальних та крутного моментів при уточнюючому розрахунку валу

Сумарний згинальний момент також визначено. Розраховуємо амплітуду нормальних напружень на згинання:

$$\sigma = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{11,8 \cdot 10}{1,25 \cdot 10} = 9,44 \text{ МПа,}$$

де  $W_{\text{нетто}}$  розраховано як

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} - \frac{6 \cdot 4 \cdot (28-4)^2}{2 \cdot 28} = 1,25 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

									Лист
КРБ	№	докум.	Подпись	Дата					

Окремі значення параметрів за рекомендаціями такі:

$$\tau_{-1} \approx (0,5 - 0,58)\sigma_{-1}; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,74; \quad \psi_{\tau} = 0,1; \quad \tau_m = 6.$$

Підстановка значень у формулу дає результат:

$$s_{\tau} \approx 11,7.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{11,7 \cdot 11,7}{\sqrt{(11,7)^2 + (11,7)^2}} = 1,68 > 1,4.$$

Геометричний розрахунок зубчастих коліс

Основні розміри шестерні та колеса. Ділильні діаметри визначаються за вищенаведеною формулою. Зовнішні діаметри розраховують за формулою

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m$$

а внутрішній – за формулою

$$d_{a2} = d_{w1} - 2,5m.$$

Розрахунок діаметрів коліс уводимо у таблицю 3.1

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 3.1 – Розрахунок діаметрів коліс привода

Кількість зубців коліс	Ділильний діаметр $m \cdot z$ , мм	Зовнішній діаметр $m \cdot (z+2)$ , мм	Внутрішній діаметр $m \cdot (z-2,5)$ , мм
$Z_1 = 20$	80	88	70
$Z_2 = 36$	144	152	134
$Z_3 = 28$	84	90	76,5
$Z_4 = 46$	138	144	130,5
$Z_5 = 32$	96	102	88,5
$Z_6 = 42$	126	132	118,5
$Z_7 = 28$	84	90	76,5
$Z_8 = 44$	132	138	124,5
$Z_9 = 36$	108	114	100,5
$Z_{10} = 36$	108	114	100,5
$Z_{11} = 22$	88	96	78
$Z_{12} = 44$	176	184	166
$Z_{13} = 37$	148	156	138
$Z_{14} = 29$	116	124	106

Продовження таблиці 3.1

$Z_{15} = 19$	66,5	73,5	57,75
$Z_{16} = 61$	213,5	220,5	204,75
$Z_{17} = 51$	199,5	206,5	190,75
$Z_{18} = 23$	80,5	87,5	71,75
$Z_{19} = 20$	80	88	70

3.7 Розрахунок зубів коліс на контактну міцність

Допустимі контактні напруження підраховують за формулою

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim b} \cdot K_{HL}}{S_H} \cdot z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH},$$

де  $\sigma_{H\lim b}$  – межа контактної міцності поверхневих шарів зубів;

для вуглецевих сталей із твердістю поверхонь зубів менше HB 350:

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70,$$

де  $K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності, для верстатів дорівнює 1;

$S_H$  – коефіцієнт безпеки, при однорідній структурі матеріалу 1,1 ;

$z_r$  – коефіцієнт шорсткості;

$z_v$  – коефіцієнт швидкості;

$K_L$  – коефіцієнт змащування;

$K_{XH}$  – коефіцієнт розміру коліс.

### З практичних міркувань

$$z_r \cdot z_v \cdot K_L \cdot K_{XH} = 0,9.$$

Тоді:

$$[\sigma_{H1,2}] = \frac{2 \cdot 230 + 70}{1,1} \cdot 0,9 \approx 434 \text{ МПа.}$$

### Розрахунок зубів зубчастих коліс на згинання

Допустимі контактні напруження на згинання

$$\sigma_{H \text{ limb}} [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ limb}} \cdot K_{FL}}{S_F} \cdot K_{Fc},$$

де  $\sigma_{F \text{ limb}}$  – границя тривалості зуба на згинання,

$$\sigma_{F \text{ limb}} = HB + 250;$$

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, для верстатів  $K_{FL} = 1$ ;

$S_F$  – коефіцієнт безпеки,  $S_F = 1,7$ ;

$K_{Fc}$  – коефіцієнт, що враховує одностороннє навантаження  $K_{Fc} = 1$ ;

$$[\sigma_F] = \frac{230 + 250}{1,7} \cdot 1 = 282 \text{ МПа.}$$

Приймаємо значення  $[\sigma_F] = 282 \text{ МПа.}$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Розрахунок зубів коліс на згинання виконують за формулою:

$$\sigma_F = 2 \cdot Y_F \cdot Y_E \cdot Y_\beta \cdot \frac{T \cdot K_F}{z \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma_F],$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт, що враховує форму зуба и залежить від еквівалентної кількості зубів,  $Y_F = 4,25$ ;

$Y_E$  – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів. Для прямозубих коліс:

$$Y_E = \frac{1}{E} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)]} = \frac{1}{[1,88 - 3,2(1/28 + 1/32)]} = 0,55 ;$$

$Y_\beta = 1$  – для прямозубих коліс;

$K_F$  – коефіцієнт, який складається з таких складових.

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV},$$

де  $K_{F\beta}$  – коефіцієнт розподілу навантаження по ширині вінця,  $K_{F\beta} = 1,00$  ;

$K_{FV}$  – коефіцієнт, що враховує динамічні навантаження,  $K_{FV} = 1,25$  .

$$\text{Тоді } \sigma_F = 2 \cdot 4,25 \cdot 0,55 \cdot 1 \cdot \frac{89 \cdot 1,25}{28 \cdot 15 \cdot 3^2} = 36 \text{ МПа} \leq 282 \text{ МПа} .$$

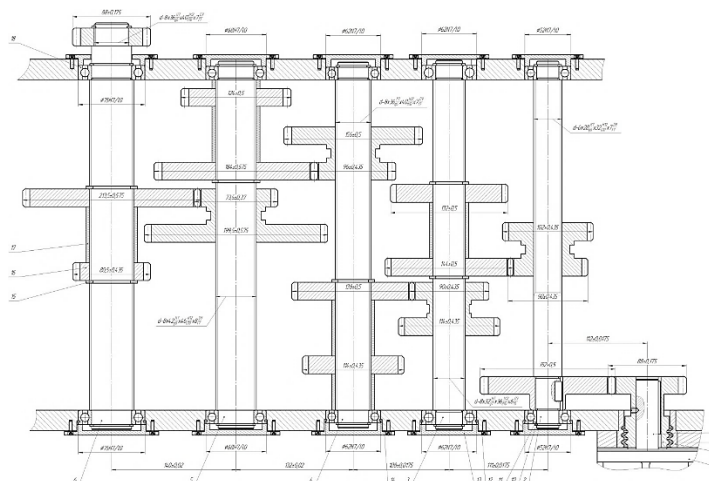


Рисунок 3.5 – Конструкція модернізованої коробки швидкостей верстата

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КРБ ВІ-19510127-ПЗ				

## 4 ПРОЕКТУВАННЯ ВЕРСТАТНОГО ПРИСТРОЮ ДЛЯ УСТАНОВЛЕННЯ І ЗАТИСКАННЯ ЗАГОТОВКИ АБО ІНСТРУМЕНТУ

4.1 Аналіз точності розмірів, форми, розташування та шорсткості базових поверхонь.

Оскільки лиски мають вимоги по точності розмірів та шорсткості використовується вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ-I-160-0,1-2 ГОСТ 166-89; зразки шорсткості ГОСТ 9378-93\*.

Для середньосерійного типу виробництва рекомендується застосовувати пристосування з механізованим приводом.

Застосування спеціального пристосування з механізованим приводом дозволить знизити трудомісткість обробки, збільшити точність виготовлення, продуктивність праці, час виготовлення та дозволить зменшити кваліфікацію робітника, що виконує обробку. Орієнтовно в заданих умовах слід визнати найбільш раціональну систему універсальних безналадочних пристосувань.

Дане пристосування застосовується для установки і закріплення групи деталей, близьких по конструктивно-технологічним розмірам, способам обробки і за спільністю настановних поверхонь.

Як приклад, виконуємо аналіз точності оброблюваних лисок.

Точність розміру.

На данній операції формуються дві лиски, на відстані 40мм одна від одної. Лиски оброблюються з точністю по ІТ6 в полі допуску g

$T_{40g6} = 0,02\text{мм.}$

$ES = -0,01 \text{ мм.}$

$EI = -0,03\text{мм.}$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Точність форми поверхні лисок характеризується допуском площинності. Допуск площинності для даної поверхні на кресленні не вказаний, тому допуск площинності розраховується, як 30% від допуску на ширину пазу

$$T = T * 0,3 = 0,02 * 0,3 = 0,006 \text{ м.}$$

Згідно таблиці форми допуску найближче значення 0,01 мм, що відповідає 9 степеню точності. [СТМ1].

Точність взаємного розміщення поверхонь.

Так як допуск форми для даних поверхонь не вказано, визначимо його значення для нормального рівня геометричної точності допуску А, як 60%, від допуску на розмір 40мм, який встановлює положення даної поверхні відносно паралельної лиски.  $T_{40\text{мм}} = 0.02 * 0.6 = 0,012 \text{ мм.}$

Приймаємо ближче стандартне значення плоскостності  $T_{40\text{мм}} = 0.01$ , відповідає 9 степеню точності.

Шорсткість поверхні

Шорсткість бокової поверхні пазу задана за кресленням і становить 3,2мкм за критерієм Ra.

#### 4.2 Аналіз схеми базування заготовки

На даній операції здійснюється фрезерна обробка деталі. Використання вертикально-фрезерного верстата передбачає встановлення заготовки в горизонтальному положенні.

Найбільшої точності обробки деталі можна досягнути у випадку, коли увесь процес обробки ведеться від однієї бази і з однієї установки, оскільки можливі зміщення при кожній новій установці вносять погрішності у взаємне розташування осей і поверхонь. Так як у багатьох випадках повна обробка

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



деталі з одного установа неможлива, а також якщо необхідна обробка на інших верстатах, то з метою досягнення необхідної точності усі наступні установи деталі необхідно виконувати на одних і тих же базах.

Принцип постійності бази полягає у тім, що для виконання усіх операцій обробки деталі використовується одна і та ж база. Якщо по характеру обробки це не можливо – то у якості нової бази вибирають оброблену поверхню, яка визначається найбільш точними розмірами до основних, виконавчих поверхонь деталі.

При виборі баз для підвищення точності необхідно використовувати одну і ту ж поверхню у якості різних баз. Так завжди доцільно у якості вимірювальної приймати і установочну базу. Ще більшої точності досягають у випадку, коли складальна база являється одночасно і установочною і вимірювальною. В цьому заключний принцип суміщення баз.

Відповідно для досягнення найбільшої точності оброблюваного пазу необхідно дотримуватися принцип сумісності баз.

Найдоцільніше використовувати призми для закріплення довгої гільзи. Призми забезпечуватимуть точне базування деталі. Для унеможливлення зсування деталі її необхідно підперти зі сторони, що знаходить навпроти сторони обробки. Для точного базування використовується зрізаний палець, який базується по отвору  $\varnothing 6$ . Враховуючи це, можна використати наступну схему базування. Деталь позбавляється 6-ти ступенів вільності (установ 2). Подвійна напрямна база – зовнішня циліндрична поверхня деталі, позбавляє деталь 4-х ступенів вільності (переміщення по осях z та у обертання по осях z та у). Опорна база – торець деталі, позбавляє деталь 1-ого ступеня вільності (переміщення по осі x). Опорна база – отвір  $\varnothing 6$ , позбавляє деталь 1-ого ступеня вільності (обертання по осі x). Схема базування деталі наведена на рисунку 2.1. Зв'язки, що забезпечуються базами наведені в таблиці 2.1, в таблиці 2.2 наведена матриця зв'язків.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Таблиця 4.1 – Зв'язки, забезпечені базами

База	Забезпечені зв'язки	Позбавлені ступені волі
ПНБ	1,2,3,4	I, III, IV, VI
ОБ	5	II
ОБ	6	V

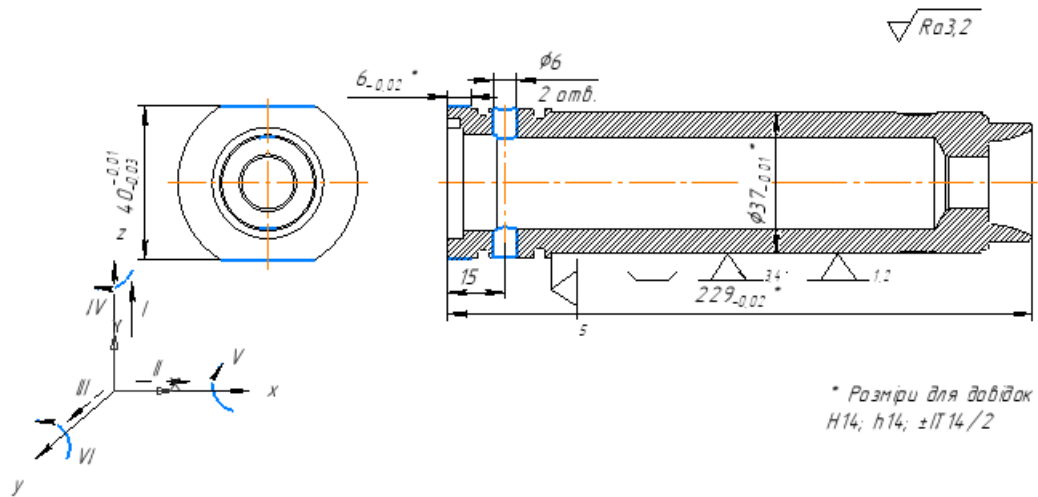


Рисунок 4.1 Схема базування деталі

Таблиця 4.2 – Матриця зв'язків.

	X	Y	Z	
ПНБ	0	1	1	↔
	0	1	1	○
ОБ	1	0	0	↔
	0	0	0	○
ОБ	0	0	0	↔
	1	0	0	○

В пристосуванні заготовка встановлюється на призму (подвійна напрямна база), за допомогою упору в призму позбавляється 5-ого ступеню вільності (опорна база) та за допомогою пальця позбавляється 6-ого ступеню вільності (опорна база).

#### 4.3 Визначення похибки базування

Для отримання необхідної точності оброблюваної деталі потрібно, щоб виконувалася умова:

$$\varepsilon_B \leq \varepsilon_{\text{доп}},$$

де  $\varepsilon_B$  - дійсна похибка базування, мм;

$\varepsilon_{\text{доп}}$  - допустима похибка базування, мм.

Під час установа заготовки по циліндричній поверхні на опорній призмі похибку базування заготовки можна визначити за формулою:

$$\varepsilon_B = \frac{T_D}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right),$$

де  $T_D$  - допуск розміру деталі  $\varnothing 37$ ,  $T_D = 0,01$  мм;

$\alpha$  - половина кута між твірними призми,  $\alpha = 45^\circ$ .

$$\varepsilon_B = \frac{0.01}{2} \left( \frac{1}{\sin \frac{45}{2}} \right) = 0.005 \text{ мм.}$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Отримане значення похибки базування визначає можливе зміщення розташування оброблюваних отворів по відношенню до центру зовнішньої циліндричної поверхні заготовки за вертикальною віссю

Допустима похибка базування визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\text{доп}} = \delta - \omega,$$

де  $\delta$  - допуск на розмір деталі:  $\delta = 0,02$  мм;

$\omega$  - точність обробки деталі, що досягається при виконанні даної операції, по [1] с.12, таблиця 7:  $\omega = 0,005$  мм.

$$\varepsilon_{\text{доп}} = 0,02 - 0,005 = 0,015 \text{ мм.}$$

Умова виконується ( $0,012 < 0,015$ ), отже, обробка на даній операції можлива і буде досягнута необхідна точність.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

#### 4.4 Розрахунок сил закріплення заготовки

Силіві розрахунки проводимо для операції шпонково-фрезерна з ЧПК.

Сили закріплення розраховуються з розрахункової схеми, яку показано на рисунку 3.1

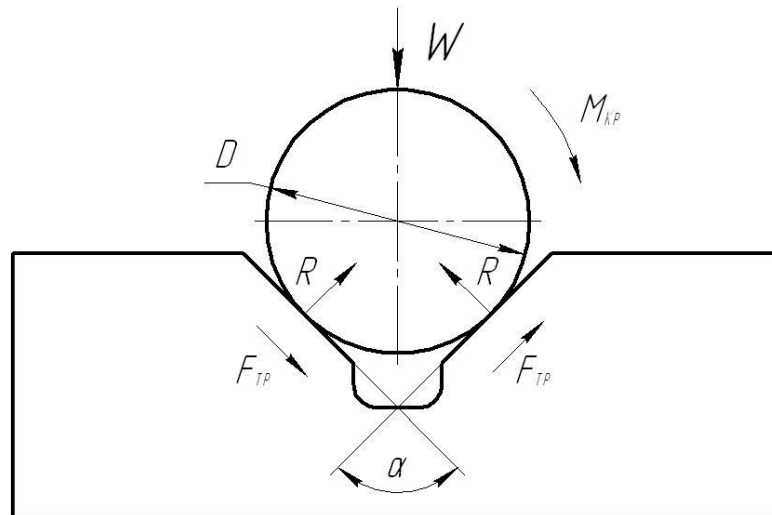


Рисунок 4.2 Схема розподілення сил, діючих на заготовку

Так, відповідно до схеми на рисунку 3.1 з боку процесу різання на заготовку діє момент різання  $M_{кр}$ , який намагається повернути заготовку навколо її центральної осі за годинниковою стрілкою. З боку затиску на заготовку діє сила закріплення  $R_z$ . В місцях контакту «заготовка-прихват» та «заготовка-призма» виникають сили тертя  $F_{тр2}$  та  $F_{тр2}$  відповідно, які визначають момент тертя  $M_{тр}$ , що діє проти годинникової стрілки та намагається протидіяти моменту різання  $M_{кр}$ . З урахуванням вищесказаного силу закріплення заготовки можна розрахувати за [2] с.83 - для циліндричної

заготовки діаметром бази  $D$  встановленої в призмі та навантаженої крутним моментом сила закріплення  $P_3$  визначається за формулою:

$$P_3 = \frac{2 \cdot K \cdot M_{KP}}{D \cdot \left( f_2 + \frac{f_1}{\sin \frac{\alpha}{2}} \right)}$$

де  $K$  - коефіцієнт запасу;

$M_{KP}$  - крутний момент, діючий на заготовку при фрезеруванні, Н·м;

$D$  - діаметр заготовки,  $D = 0,037$  м;

$f_1, f_2$  - коефіцієнти тертя відповідно в місцях контакту заготовки з опорами і затискними елементами, по [2] с.85, таблиця 10 при контакті обробленої заготовки з опорами і затискними елементами пристосування  $f_1 = f_2 = 0,16$ .

Коефіцієнт запасу  $K$  вводять в формули при обчисленні сили  $P_3$  для забезпечення надійного закріплення заготовки, по [2] с.

$$K = K_0 \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6$$

де  $K_0$  - коефіцієнт гарантованого запасу,  $K_0 = 1,5$ ;

$K_1$  - коефіцієнт, враховуючий збільшення сил різання через випадкові нерівності на оброблюваних поверхнях, при чистовій обробці  $K_1 = 1,0$ ;

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- $K_2$  - коефіцієнт, що характеризує збільшення сил різання внаслідок затуплення різального інструменту, по [2] с.84, таблиця 9  
 $K_2 = 1,3$ ;
- $K_3$  - коефіцієнт, враховуючий збільшення сил різання при преривчастому свердлінні та фрезеруванні,  $K_3 = 1,0$ ;
- $K_4$  - коефіцієнт, що характеризує постійність сили закріплення, при використанні пневмоциліндру подвійної дії  $K_4 = 1,0$ ;
- $K_5$  - коефіцієнт, що характеризує ергономіку ручних затискних механізмів,  $K_5 = 1,0$ ;
- $K_6$  - коефіцієнт враховують тільки за наявності моментів, що прагнуть повернути заготовку,  $K_6 = 1,0$ .

$$K = 1,5 \cdot 1,0 \cdot 1,3 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 1,95$$

Оскільки розрахункове значення коефіцієнта запасу виявилось менше 2,5, приймаємо значення  $K=2,5$ .

Крутний момент, діючий на заготовку при фрезеруванні, визначається за формулою:

$$M_{KP} = \frac{P_Z \cdot D_{\Phi P}}{2 \cdot 100}$$

де  $P_Z$  - головна складова сили різання при фрезеруванні – колова сила, Н;

$D_{\Phi P}$  - діаметр фрези,  $D_{\Phi P} = 12,0$  мм.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Головна складова сили різання при фрезеруванні визначається за формулою:

$$P_Z = \frac{10 \cdot C_P \cdot t^x \cdot S_Z^y \cdot B^n \cdot z}{D_{\text{фр}}^q \cdot n^w} \cdot K_{MP},$$

де  $C_P$  - коефіцієнт, по [9] с.291, таблиця 41  $C_P = 68,2$ ;

$x, y, n, q, w$  - показники ступеню, по [9] с.291, таблиця 41  $x = 0,86$ ;  $y = 0,72$   
 $n = 1,0$ ;  $q = 0,86$ ;  $w = 0$ ;

$t$  - глибина фрезерування, при фрезеруванні з лиски  $t = 2,0$  мм;

$S_Z$  - подача на один зуб при фрезеруванні, по [9] с.286, таблиця 38  $S_Z = 0,01$  мм/зуб;

$B$  - ширина фрезерування, при фрезеруванні лиски  $B = 6,0$ ;

$z$  - число зубців фрези  $z = 4,0$ ;

$n$  - частота обертання шпинделя,  $n = 530$  об/хв;

$K_{MP}$  - поправочний коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу, визначається за формулою .

$$K_{MP} = \left( \frac{\sigma_B}{750} \right)^n,$$

де  $\sigma_B$  - тимчасовий опір, для сталі 40Х  $\sigma_B = 335$  МПа;

$n$  - показник ступеню, по [9] с.264, таблиця 9  $n = 0,3$ .

$$K_{MP} = \left( \frac{335}{750} \right)^{0,3} = 0,79.$$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Підставивши вибрані і розраховані значення в формулу (3.4), визначаємо головну складову сили різання при фрезеруванні:

$$P_z = \frac{10 \cdot 68,2 \cdot 1,8^{0,86} \cdot 0,01^{0,72} \cdot 6^{1,0} \cdot 4}{12,0^{0,86} \cdot 530^0} \cdot 0,79 = 91,85 \text{ Н.}$$

Підставивши вибрані і розраховані значення в формулу (3.3), визначаємо крутний момент при свердлінні:

$$M_{кр} = \frac{91,85 \cdot 12}{2 \cdot 100} = 5,51 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Підставивши вибрані і розраховані значення в формулу (3.1), визначаємо силу закріплення:

$$P_3 = \frac{2 \cdot 2,5 \cdot 5,51}{0,037 \cdot \left( 0,16 + \frac{0,16}{\sin \frac{90^\circ}{2}} \right)} = 2726 \text{ Н.}$$

Отже, необхідна сила затиску  $P_3 = 2726 \text{ Н.}$

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

#### 4.5 Вибір та розрахунок силового приводу

У зв'язку з тим, що у спроектованому пристрої є механізм посилення величини сили затиску заготовки, то сила затиску визначається за формулою (схему підсилення див. рисунок 4.1):

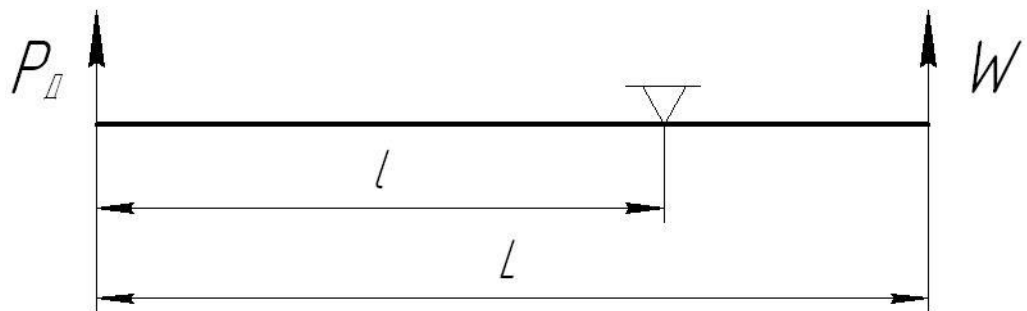


Рисунок 4.3 – Схема підсилення

$$P_d = \frac{W \cdot (L - l)}{l},$$

де  $l$  - довжина плеча затискача, див. креслення

СумДУ МКО ТО КП 15.00 ПС СБ  $l = 70$  мм;

$L$  - довжина прихвату, див. креслення

СумДУ МКО ТО КП 15.00 ПС СБ  $L = 130$  мм.

$$P_d = \frac{2726 \cdot (130 - 70)}{70} = 2337 \text{ Н.}$$

Дійсна сила на штоці для циліндру двосторонньої дії при подачі повітря в штокову порожнину розраховується за формулою:

$$P_d = \frac{\pi}{4} \cdot D_{II}^2 \cdot p \cdot \eta,$$

де  $D_{II}$  - діаметр пневмоциліндру, мм;

$p$  - Розрахунковий тиск,  $p = 0,4$  МПа;

$\eta$  - коефіцієнт корисної дії,  $\eta = 0,9$ .

Діаметр пневмоциліндру, котрий забезпечує необхідну силу затиску заготовки, розраховується за формулою:

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_d}{\pi \cdot p \cdot \eta}},$$

$$D_{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2337}{3,14 \cdot 0,4 \cdot 0,9}} = 90,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо стандартний діаметр стаціонарного поршневого пневмоциліндру:  $D_{II} = 100$  мм.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Дійсна сила затиску заготовки на штоці пневмоциліндру:

$$P_d = \frac{3,14}{4} \cdot 100^2 \cdot 0,4 \cdot 0,9 = 2826 \text{ Н.}$$

Дійсна сила затиску заготовки:

$$W = \frac{2826 \cdot 70}{130 - 70} = 3297 \text{ Н.}$$

Дана сила більша за необхідну силу затиску заготовки, відповідно, пристрій забезпечую фіксоване положення деталі при обробці.

#### 4.6 Точносні розрахунки пристрою

Розрахунок точності пристрою ґрунтується на твердженні про те, що будь-яке відхилення в положенні заготовки, пов'язане із пристроєм, як у момент установки, так і в період обробки, визначає сумарну похибку пристрою. При цьому сума можливих похибок, що виникають при обробці заготовки, не повинна перевищувати значення допуску, що установлений на розмір заготовки і що витримується при виконанні даної операції. З інформаційної точки зору розрахунки допусків на виготовлення елементів пристрою являють собою перетворення інформації про точність обробки поверхонь заготовки на даній операції в точнісні вимоги до пристрою.

Розрахункову похибку пристрою знаходимо за формулою (5.1). Більшість складових, що входять у дану формулу, являють собою поля розсіювання

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

випадкових величин, тому їх підсумовуємо у загальному випадку за правилом геометричного додавання.

$$\varepsilon_{\text{пр}} = T - K_T \sqrt{(K_{T1} \cdot \varepsilon_6)^2 + \varepsilon_3^2 + \varepsilon_y^2 + \varepsilon_{\text{п}}^2 + \varepsilon_{\text{зн}}^2 + (K_{T2} \cdot \omega)^2 + \varepsilon_{\text{поз}}^2}$$

Розглянемо більш докладно складові, що входять у дану формулу.

$T = 20$  мкм – найбільш жорсткий допуск розташування або розміру (з тих, які одержують на даній операції, а саме допуск на розміщення лисок);

$K_T = 1,2$  - коефіцієнт що враховує можливий відступ окремих складових від нормального закону розподілу випадкових величин;

$K_{T1} = 0,80$  - коефіцієнт, що враховує деяке зменшення граничного значення похибки базування;

$\varepsilon_6 = 12$  мкм - похибка базування;

$\varepsilon_3 = 0$  мкм - похибка закріплення (табл. 3.3) [4];

$\varepsilon_y = 0$  мкм - похибка установки пристрою на верстаті [4, с. 21];

$\varepsilon_{\text{п}} = 0$  - похибка перекосу інструмента (відсутні постійні або змінні напрямні втулки);

$\varepsilon_{\text{зн}} = 0$  – похибка зношування (при рівномірному зношуванні робочої поверхні оправки) [4];

$K_{T2} = 0,6$  – коефіцієнт що враховує можливість появи похибки обробки (див. п 3.2) [2];

$\omega = 8$  мкм - значення допуску для 6 квалітету середньої економічної точності фрезерування лиски (див. табл. 3.7) [4];

$\varepsilon_{\text{поз}} = 5$  мкм - похибка позиціонування (відповідно до паспорта верстата).

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Тоді розрахункове значення похибки пристрою буде дорівнювати:

$$\varepsilon_{\text{пр}} = 20 - 1,2\sqrt{(0,8 \cdot 12)^2 + 0^2 + 0^2 + 0^2 + 0^2 + (0,6 \cdot 8)^2 + 5^2} = 6 \text{ (мкм)}.$$

З урахуванням стандартного ряду беремо допуск

$$T = 10 \text{ мкм}.$$

#### 4.7 Будова та принцип дії пристрою

Пристрій в зборі повинен задовольняти технічні вимоги креслення загального вигляду та забезпечувати якісну обробку заготовки по заданим розмірам.

Експлуатація пристрою.

1. Встановити та закріпити на верстаті з урахуванням нульової точки верстата.
2. Підготувати базові поверхні до встановлення заготовки.
3. Встановити заготовку на призми з упором в торець.
4. Поворотом рукоятки розподільчого крана виконати закріплення заготовки.
5. Обробити заготовку.
6. Поворотом рукоятки розподільчого крана в зворотну сторону відкріпити заготовку.
7. Перевернути заготовку, встановивши на призми з упором в торець та базуючи по отвору діаметром 6 мм.
8. Поворотом рукоятки розподільчого крана виконати закріплення заготовки.
9. Обробити заготовку.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10. Поворотом рукоятки розподільчого крана в зворотну сторону відкріпити заготовку.

11. Підготувати базові поверхні пристрою до встановлення наступної заготовки.

12. В процесі експлуатації пристрою виконувати пункти 1-4 технічних вимог.

Пристрій зберігати на дерев'яній основі. Вплив атмосферних опадів та агресивних середовищ недопустимо.

З пневмомережі повітря під тиском подається в нижню порожнину поршня, переміщаючи поршень вертикально вгору. Таким чином здійснюється переміщення прихвату і затиск заготовки. При подачі тиска в верхню порожнину поршня здійснюється вертикальне переміщення вниз і відбувається розтиск заготовки. Герметичність з'єднань забезпечують манжети-ущільнювачі. Оброблювана деталь служить також упором для переміщення пневмоциліндра вертикально вгору. Упором для переміщення поршня вертикально вниз служить корпус, що обмежує хід поршня. Для транспортування пристосування призначені рим-болти, які кріпляться в кришці пристосування.

					КРБ ВІ-19510127-ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. **Коротун, М.М.** 2527 Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічної роботи «Кінематичний розрахунок привода металорізальних верстатів» з дисципліни «Металорізальні верстати», «Металообробне обладнання» [Текст] : для студ. спец. 6.090202, 6.090203, 6.090204 усіх форм навчання/ М.М. Коротун – Суми : СумДУ, 2009. – 23 с.
2. **Металлорежущие станки** / Под ред. В.Э.Пуша.- Москва: Машиностроение, 1986.- 486 с. с ил.
3. **Металлорежущие станки** Н.С. Колев, Л.В. Красниченко Н.С. Никулин и др. – Москва: Машиностроение, 1980. – 500 с. с ил.
4. **Кочергин, А.И.** Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов: Курсовое проектирование. – Минск. : Высшая школа, 1991- 186 с. с ил.
5. **Пуш, В.С.** Конструирование станков. - Москва.: Машиностроение, 1977.- 390 с. ил.
6. **Рабинович, А.Н.,** Смилявский В.М., Милевский Э.Б. Коробки скоростей металлорежущих станков. – Львов: Изд-во Львовского университета, 1968.
7. Методические указания к выполнению контрольной работы №2 «Кинематический расчет привода главного движения станка».- Харьков, ХПИ, 1982. – 20 с.
8. **Коротун, М.М.** 3510 Методичні вказівки до практичних занять та самостійної роботи з теми «Проектування та розрахунки привода верстатів» [Текст] : для студ. напряму підготовки 6.050503, 7.05050301, 8.05050301 усіх форм навчання / М.М. Коротун, О.В. Івченко. – Суми-СумДУ, 2013. – 35 с.
9. **Бушуев, В. В.** Практика конструирования машин : справочник / В. В. Бушуев. – Москва : Машиностроение, 2006. – 448 с.

					КРБ ВІ-16510041-ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		



