

**Р.Д. Іскович-Лотоцький, В.О. Пішенін
В. І.Томчук, А.Л.Штурма**

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ
ВЕРСТАТІВ**

Міністерство освіти і науки України
Вінницький національний технічний університет

Р.Д. Іскович-Лотоцький
В.О. Пішенін
В. І.Томчук
А.Л.Штурма

КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

Затверджено Вченою радою Вінницького національного технічного університету як навчальний посібник для студентів денної та заочної форми навчання напряму підготовки "Інженерна механіка". Протокол № 10 від 26.05.2005 р.

Рецензенти:

В.Ф. Анісімов, доктор технічних наук, професор

П.С. Берник, доктор технічних наук, професор

Ю.І. Муляр, кандидат технічних наук, доцент

Рекомендовано до видання Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України

Іскович-Лотоцький Р.Д., Пішенін В.О., Томчук В. І., Штурма А.І.
П 36 **Курсове проектування металорізальних верстатів.** Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2005. – 83 с.

У навчальному посібнику наводяться методи конструювання та розрахунку приводів головного руху металорізальних верстатів. Подаються рекомендації до конструювання основних вузлів та деталей.

Зміст посібника відповідає програмі дисципліни "Технологічне обладнання підприємств та його проектування". Для студентів машинобудівних спеціальностей з питань розробки металорізального обладнання для виробництв машинобудівних галузей промисловості і застосування набутих знань у вивченні курсів дисциплін "Приводи верстатів та роботів" та "Приводи автоматизованого устаткування".

УДК 378.147.85:621.9.06.63(075.8)

ЗМІСТ

ВСТУП	4
Зміст та обсяг проекту	4
Визначення основних характеристик приводу головного руху	5
1 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОРОБОК ШВИДКОСТЕЙ	7
1.1 Призначення і загальні вимоги до коробок швидкостей	7
1.2 Визначення граничних швидкостей різання та частот обертання шпинделя	7
1.3 Вибір ряду частот обертання шпинделя	9
1.4 Стандартні значення параметрів геометричного ряду	10
1.5 Визначення потужності і вибір типу електродвигуна	12
1.6 Розробка кінематичної схеми коробки швидкостей	12
1.7 Аналітичний метод визначення передатних відношень	14
1.8 Графоаналітичний метод визначення передатних відношень	14
1.9 Вибір структурного варіанта	16
1.10 Розрахунок числа зубців коліс групових передач	18
1.11 Типи коробок швидкостей	21
1.11.1 Коробки швидкостей з безступінчастим регулюванням частот обертання шпинделя	22
1.11.2 Коробки швидкостей з нерівномірним рядом	23
1.11.3 Коробки швидкостей з перекриттям	25
1.11.4 Коробки швидкостей з переборами	26
1.11.5 Коробки швидкостей з багатошвидкісними і регульованими електродвигунами	26
1.11.6 Коробки швидкостей із змінними шестернями	28
1.11.7 Коробки швидкостей зі складеною структурою	31
1.11.8 Коробки швидкостей із зв'язаними зубчастими колесами	33
2 СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ КОРОБОК ШВИДКОСТЕЙ	39
2.1 Попередній розрахунок валів	40
2.2 Визначення модуля і основних параметрів зубчастих коліс	41
2.3 Уточнений розрахунок валів	47
2.4 Розрахунок шпинделів	48
2.5 Розрахунок підшипників	50
3 КОНСТРУЮВАННЯ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ	54
3.1 Оформлення креслень	54
3.2 Опис конструкції основних деталей і вузлів коробки швидкостей	54
ЛІТЕРАТУРА	62
Додаток А	64
Додаток Б	65
Додаток В	69

ВСТУП

Після вивчення загальнотехнічних дисциплін "Теорія механізмів і машин", "Деталі машин" та опанування основних розділів спеціальних дисциплін, таких як "Технологічне обладнання підприємств і його проектування", "Металорізальні верстати і промислові роботи" та інших, студенти приступають до виконання курсового проектування однієї із основних одиниць обладнання — металорізального верстата. Даний посібник призначений надати методичну та довідкову допомогу студентам машинобудівних спеціальностей у виконанні цього курсового проекту.

Зміст та обсяг проекту

Курсовий проект складається із графічної частини обсягом три або чотири аркуші формату А1. До графічної частини можуть входити такі креслення (коректується керівником проекту залежно від спеціалізації):

- загальна кінематична схема зі структурною сіткою та графіком частот обертання шпинделя;
- загальний вигляд вузла приводу головного руху;
- розгортка конструкції вузла приводу головного руху;
- механізм вузла керування головним рухом;
- складальне креслення найтипівшого для даного верстата вузла;
- робочі креслення деталей.

Креслення виготовляються відповідно до ГОСТ 2.001, який визначає загальні положення про цільове призначення, області використання, класифікацію та позначення стандартів, що входять у комплекс Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД). Креслення виконуються у масштабі 1:1 (за винятком окремих видів) і з основним написом встановленої стандартами форми. На кресленнях зазначаються габаритні та присднувальні розміри, діаметри валів, проставляються посадочні розміри з буквеними позначеннями допусків та посадок (на складальних кресленнях). Специфікації на креслення виконуються на окремих аркушах формату А4 відповідно до ГОСТ 2.108.

Розрахунково-пояснювальна записка виконується з текстом на одному боці аркушів формату А4 в обсязі 35...50 сторінок. Приблизний зміст розрахунково-пояснювальної записки:

- Титульний лист (додаток А);
- Завдання;
- Зміст;
- Вступ;
- Аналіз конструкції верстата (технологічного обладнання);
- Визначення основних характеристик приводу головного руху;
- Кінематичний розрахунок приводу головного руху;
- Силевий розрахунок елементів приводу головного руху;

- Описання та розрахунки (за необхідності) системи керування головним рухом;
- Кінематичний та силовий розрахунок привода подачі (на розсуд керівника проекту);
- Описання системи мащення та охолодження інструмента;
- Заходи з охорони праці та безпеки життєдіяльності;
- Список літератури.

В розрахунково-пояснювальній записці необхідно навести загальний вигляд верстата (компоновку), кінематичну схему (якщо у графічній частині вона відсутня), необхідну кількість розрахункових схем та графіків для пояснення тексту.

Оформлення розрахунково-пояснювальної записки здійснюється за ГОСТ 2.102.

В окремих випадках за своїм змістом курсовий проект може відрізнятися від наведеної вище типової схеми, що обумовлюється керівником проектування під час видачі завдання з метою підсилення дослідницького характеру роботи. При цьому з дозволу завідуючого кафедрою може скорочуватися обсяг окремих розділів проекту з урахуванням специфіки теми.

У вступі розрахунково-пояснювальної записки висвітлюються основні аспекти науково-технічного прогресу в галузі технологічного обладнання металообробного виробництва і металорізальних верстатів зокрема. Аналізуються наукові проблеми галузі з точки зору підвищення точності, надійності та довговічності.

В розділі аналізу конструкції проектного обладнання необхідно навести опис конструкції верстата, особливості розташування його вузлів, дати порівняльний аналіз конструкцій вітчизняних та зарубіжних верстатів. Вказати на можливість автоматизації проектного верстата, механізації затиску виробу та інструмента, механізації контрольних операцій. Це дозволить проєктанту оцінити рівень верстата та намітити заходи з підвищення його рівня. Текст розділу пояснюється рисунком загального виду верстата.

Визначення основних характеристик привода головного руху

До основних характеристик верстата відносяться: граничні значення частот обертання або подвійних ходів, необхідних для обробки заданих металів при заданих умовах різання; діапазон регулювання частот обертання або подвійних ходів; максимальне значення сил різання; максимальний крутний момент у приводі верстата; ефективна потужність, необхідна при різанні; граничні значення подач; діапазон регулювання подач.

Основні характеристики є вихідними даними для кінематичного та силового розрахунку усіх елементів проектного верстата і від правильного їх визначення залежить точність та якість виконання проекту верстата.

Потужність приводу головного руху визначається за формулою

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_E}{\eta}, \text{ кВт},$$

де N_E — ефективна потужність, необхідна для виконання корисної роботи, кВт;

η — розрахунковий коефіцієнт корисної дії приводу.

Ефективна потужність різання N_E визначається коловою силою різання P_z , Н та швидкістю різання V_{min} , м/хв.

$$N_E = \frac{P_{z \cdot \text{max}} \cdot V_{\text{min}}}{60 \cdot 10,2}, \text{ кВт}.$$

При проектному розрахунку режимів різання для універсальних верстатів у як вихідний матеріал слід вибрати високоміцну леговану сталь з НВ не менше 170, σ_B не менше 750 Н/мм^2 , глибину різання та подачу — максимальні, матеріал різального інструмента — швидкорізальну сталь.

Необхідні дані для розрахунку режимів різання наведено у додатку Б в табл. Б.1 – Б.4 для токарних верстатів, в табл. Б.5 – Б.8 для свердлильних та в табл. Б.9 – Б.12 для фрезерних верстатів. Глибину різання при виборі подачі для токарних та фрезерних верстатів слід приймати ту, що задана у завданні, або із рекомендацій у довідниковій літературі.

Після визначення N_E вибирається за каталогом електродвигун найближчої більшої потужності. За розрахованою мінімальною швидкістю V_{min} визначається мінімальна частота обертання шпинделя

$$n_{\text{min}} = \frac{1000 \cdot V_{\text{min}}}{p \cdot D}, \text{ об/хв.}$$

і порівнюється із заданою або рекомендованою у довідниковій літературі. Якщо розрахункове значення n_{min} більше або дорівнює заданому чи рекомендованому, розрахунок закінчується. Якщо розрахункове значення n_{min} менше заданого (рекомендованого), необхідно виконати перерозрахунок V_{min} , прийнявши менше значення або глибини різання, або подачі.

1 КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК КОРОБОК ШВИДКОСТЕЙ

1.1 Призначення і загальні вимоги до коробок швидкостей

Одним з основних вузлів верстата є коробка швидкостей. Призначення коробки швидкостей полягає в тому, щоб забезпечити можливість обробки визначеного діапазону матеріалів та розмірів деталей з заданими режимами різання.

Сучасні конструкції коробок швидкостей повинні задовольняти ряд експлуатаційних, технологічних та технічних вимог.

Коробка швидкостей повинна забезпечувати шпинделю необхідний ряд чисел обертів від n_{\max} до n_{\min} з відхиленням не вище передбаченого нормаллю верстатобудування Н11-1.

Для забезпечення потрібної точності та чистоти оброблюваної поверхні, необхідна плавна робота передач і безвібраційне обертання шпинделя. Ці вимоги забезпечуються достатньою жорсткістю корпусу, валів, шпинделя та їх опор, їх раціональним розміщенням, якістю виготовлення елементів привода та його зборки.

Управління коробкою швидкостей повинно бути простим і зручним для забезпечення мінімальних затрат часу на переключення передач. Коробка швидкостей повинна забезпечувати максимальне значення ККД. Механізми коробки швидкостей повинні бути легкодоступними для спостереження за їх роботою, регулювання та ремонту. Конструкція коробки швидкостей повинна бути, за можливості, простою.

Для створення коробки швидкостей необхідно прагнути до максимально можливої уніфікації вузлів та деталей, яка зменшує кількість оригінальних деталей, посадок, різних модулів зубчастих коліс та інших конструктивних рішень, які ведуть до ускладнення конструкції і зростання її собівартості.

Матеріал, який використовується та вид термообробки коробки швидкостей повинні бути економічно обгрунтовані.

1.2 Визначення граничних швидкостей різання та частот обертання шпинделя

Вихідним документом для створення коробки швидкостей є технічне завдання на станок, який ми проектуємо, в якому вказується область можливого використання верстата, перелік технологічних операцій, які виконуються на верстаті, а також перелік матеріалів для обробки деталей, припуски заготовок, можливий матеріал різального інструмента, потрібна продуктивність та тип виробництва, в якому буде використовуватись розроблений верстат. Виходячи з цього визначають: на якій операції і за якою обробкою яких матеріалів будуть мати місце граничні значення швидкостей різання та подач, а також величини зусиль різання з варіюванням виду використовуваного різального інструмента та його матеріалу.

Крім цього, необхідно враховувати технічний прогрес в галузі удосконалення різальних інструментів та методів обробки, що потребує забезпечення резерву збільшення максимальних чисел на 20-25%.

Також треба враховувати місце верстата в типажі даної групи і можливість обробки деталей граничних розмірів з граничними швидкостями на суміжних верстатах даної групи.

Граничні значення швидкостей різання V_{\max} і V_{\min} визначають за формулою теорії різання або вибирають за довідниковими таблицями. Граничні значення чисел обертів n_{\max} і n_{\min} визначають за граничними розмірами оброблюваної деталі або за розмірами різальних інструментів:

$$n_{\max} = \frac{1000 \cdot V_{\max}}{p \cdot D_{\min}}; \quad n_{\min} = \frac{1000 \cdot V_{\min}}{p \cdot D_{\max}}$$

Відношення $\frac{n_{\max}}{n_{\min}}$ називається діапазоном регулювання чисел обертів, який можна виразити як:

$$D_n = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{D_{\max}}{D_{\min}} = D_V \cdot D_D,$$

де D_V – діапазон змін швидкостей різання;

D_D – діапазон змін діаметрів оброблюваних деталей або різальних інструментів.

Граничні значення діаметрів оброблюваних деталей або різальних інструментів деяких верстатів регламентовані ГОСТом.

Для економічного використання станків приймаємо $D_{\min} \approx 0,25D_{\max}$.

Максимальний діаметр обробки вказується в завданні або визначається через інший параметр. Так для токарних верстатів: $D_{\max} = (1-1,5)H$, де H – висота центрів. Для фрезерних верстатів $D_{\max} = (0,2-0,3)B$, де B – ширина столу.

Для універсальних верстатів характерні такі діапазони регулювання [8]:

1. Токарні верстати	40...160;
2. Фрезерні	20...60;
3. Карусельні	25...40;
4. Радіально-свердлильні	20...100;
5. Стругальні	4...16.

Привод головного руху повинен забезпечувати можливість обробки деталей з різними діаметрами, забезпечуючи оптимальну швидкість різання.

Таким умовам може задовольняти привод з безступінчастим регулюванням чисел обертів шпинделя. Однак в теперішній час набули розповсюдження приводи головного руху з ступінчастим регулюванням, як простіші за конструкцією та експлуатацією, мають більш високий ККД та відносно низьку собівартість.

1.3 Вибір ряду частот обертання шпинделя

Визначивши граничні значення чисел обертів шпинделя n_{\max} і n_{\min} , необхідно вирішити питання про найвигідніший розподіл ступенів чисел обертів шпинделя в даному діапазоні. Розглянемо вирішення цього питання на прикладі так званої променевої діаграми з осями координат V - d (рис.1)

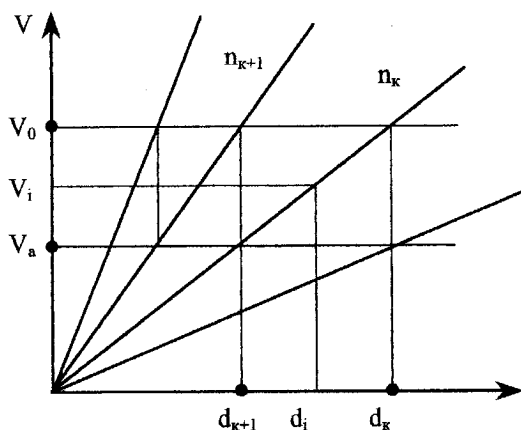


Рисунок 1 — Променева діаграма

Частоти обертання шпинделя визначаються залежністю $n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot d}$, в координатах V - d будуть виражатися прямою лінією, яка проходить через початок координат. Таким чином, для обробки деталі діаметром d_k зі швидкістю V_0 необхідно шпинделю надати частоту обертання $n_k = \frac{1000 \cdot V_0}{\pi \cdot d_k}$.

При обробці деталі d_{k+1} з такою самою швидкістю частота обертання шпинделя повинна дорівнювати $n_{k+1} = \frac{1000 \cdot V_0}{\pi \cdot d_{k+1}}$.

Обробка деталей з діаметром d_1 , який знаходиться в межах від d_k до d_{k+1} , буде здійснюватися з числом n_k , тобто зі швидкістю $V_1 < V_0$ (обробка деталей зі швидкістю більше розрахункової не рекомендується внаслідок зниження стійкості інструмента).

Максимальна абсолютна втрата швидкості $\Delta V_{\max} = V_0 - V_a$ буде при $d_1 \rightarrow d_{K+1}$.

Максимальна відносна втрата швидкості, виражена у відсотках, називається перепадом швидкостей

$$A = \frac{\Delta V_{\max}}{V_0} \cdot 100\% = \frac{V_0 - V_a}{V_0} \cdot 100\% = \frac{n_{K+1} - n_K}{n_{K+1}} \cdot 100\% = 1 - \left(\frac{n_K}{n_{K+1}} \right) \cdot 100\%.$$

В коробці швидкостей із ступінчастим регулювання доцільно мати однаковий перепад швидкостей між різними частотами обертання, тобто $A = \text{const}$.

Ця умова буде виконана, якщо відношення $\frac{n_K}{n_{K+1}} = \text{const}$, а ряд частот обертання, який задовольняє цю умову, є геометричною прогресією (рядом) із знаменником: $\varphi = \frac{n_{K+1}}{n_K}$.

Частоти обертання у вигляді геометричного ряду можна записати:

$$n_1; \quad n_2 = n_1 \cdot \varphi; \quad n_3 = n_2 \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^2; \quad \dots \quad n_Z = n_1 \cdot \varphi^{Z-1}.$$

де Z – число ступенів швидкості шпинделя.

Якщо $n_1 = n_{\min}$, а $n_Z = n_{\max}$, то діапазон регулювання можна виразити:

$$D_n = \frac{n_Z}{n_1} = \varphi^{Z-1}.$$

Звідки знаменник геометричного ряду: $\varphi = \sqrt[Z-1]{D_n}$, число швидкостей

$$Z = 1 + \frac{\lg D_n}{\lg \varphi}.$$

Розташування частот обертання шпинделя по геометричному ряду зручне не тільки тим, що забезпечує постійний перепад швидкостей, але і дозволяє проектувати складні коробки швидкостей, які складаються із двох валових передач, побудованих по геометричному ряду.

1.4 Стандарти значення параметрів геометричного ряду

Велике різноманіття типів і моделей верстатів, що випускаються з геометричним рядом швидкостей головного руху та подачі, викликало необхідність стандартизації знаменника ряду φ і ряду частот обертання шпи-

ндела.

При стандартизації значення φ в основу покладені такі умови:

1. Прийнятий ряд повинен задовольняти умову подвоєння, що є необхідним при застосуванні багатошвидкісних електродвигунів, у яких відношення синхронних чисел рівне двом.

Так, якщо в ряді частот обертання є число n_1 , то повинно бути також число $n_K = 2 n_1$, причому:

$$n_K = n_1 \varphi^{E_1}.$$

2. Прийнятий ряд повинен задовольняти умову удесятиріння, що є необхідною умовою градації параметрів в машинобудуванні за десятковою системою.

Відповідно, якщо є частота обертання n_1 , то в ряду повинно бути таке число $n_K = 2 n_1$ або $n_K = n_1 \varphi^{E_2}$ тоді $\varphi = \sqrt[10]{10}$.

3 Кожне число ряду може бути отримане з основного ряду зі знаменником φ_{\min} множенням на φ_{\min}^n . Цим умовам краще за все відповідають наведені в таблиці 1 стандартні значення знаменника.

Таблиця 1 — Стандартні значення знаменника геометричного ряду частот обертання

φ	$\varphi = 1,06^n$	$\varphi = \sqrt[2]{2}$	$\varphi = \sqrt[10]{10}$	$A = \frac{\varphi - 1}{\varphi} \times 100\%$
	$n =$	$E_1 =$	$E_2 =$	
1,06	1	12	40	5
1,12	2	6	20	10
1,26	3	3	10	20
1,41	6	2	(6,66)	30
1,58	8	(1,5)	5	40
1,78	10	(1,2)	4	45
2	12	1	(3,33)	50

Деякі прийняті значення φ не задовольняють всі поставлені вимоги.

Так, $\varphi = 1,41$ та $\varphi = 2$ не задовольняють умову удесятиріння, а $\varphi = 1,58$ і $\varphi = 1,78$ не задовольняють умову подвоєння.

Нормаль верстатобудування Н11-1 являється рекомендацією із застосування знаменника φ .

$\varphi = 1,06$ — має допоміжні значення і практично не застосовується.

$\varphi = 1,12$ — застосовується в автоматах, напівавтоматах і інших верстатах масового і серійного виробництва, де настройки верстата відбуваються порівняно рідко.

$\varphi = 1,26$; $\varphi = 1,41$ — застосовуються як основні значення для універсальних верстатів.

$\varphi = 1,58$; $\varphi = 1,78$ – застосовуються рідко. Тільки в верстатах, де час обробки невеликий.

$\varphi = 2$ – застосовується при розрахунку множильних передач.

Крім знаменників ряду φ в верстатобудуванні стандартизовані і частоти обертання (див. табл. 1).

Нормаль верстатобудування допускає відхилення дійсної частоти обертання від заданого стандартного значення не більше $\pm(\varphi - 1) 10\%$.

Всі наведені вище рекомендації поширюються на механізми подач.

Відхилення від них може пояснюватися або спеціальними вимогами до величин переміщень (при нарізанні різьби), або коли цьому перешкоджають спеціальні механізми (храповий механізм і ін.).

1.5 Визначення потужності і вибір типу електродвигуна

Потужність електродвигуна визначається за виникаючим в процесі обробки зусиллям різання при найефективнішому режимі за формулами теорії різання металів.

Потрібна потужність електродвигуна визначається: $N_E = N_p/\eta$,
де η – ККД механізму головного руху;

N_p – потужність різання.

Величина ККД змінюється залежно від корисного навантаження, частоти обертання, кінематичної схеми привода, конструкції його елементів, якості їх виготовлення і складання. Орієнтовне значення ККД механізму головного руху можна визначити як добуток ККД окремих його передач:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

При попередніх розрахунках потужності електродвигуна, ККД верстатів з обертальним головним рухом можна приймати рівним $\eta = 0,7..0,85$, для верстатів зі зворотно-поступальним рухом $\eta = 0,60..0,70$. Враховуючи можливість перевантаження електродвигуна для спеціалізованих верстатів, потужність електродвигуна можна приймати $N_E = N_p/\eta\lambda$, де λ – коефіцієнт допустимого перевантаження електродвигуна.

1.6 Розробка кінематичної схеми коробки швидкостей

Після визначення розрахункових переміщень кінцевих ланок кінематичного ланцюга головного руху (частоти обертання вала електродвигуна і ряду частот обертання шпинделя), необхідно вирішити питання про вибір такої кількості зубчастих передач з такими передатними відношеннями, які б забезпечили виконання поставлених вимог. Для вирішення питання про варіант кінематичної схеми коробки швидкостей необхідно задане число швидкостей Z розкласти на прості множники і вирішити питання про групи елементарних передач: їх кількості і розташування.

Оскільки ряд частот обертання шпинделя є геометричною прогресією

єю, то загальну кількість різних частот обертання шпинделя Z можна отримати як добуток послідовно ввімкнених елементарних групових двовалових передач:

$$Z = Z_a \cdot Z_b \cdot Z_c \cdot \dots \cdot Z_k,$$

де $Z_a; Z_b; Z_c; \dots Z_k$ – кількість різних передач в кожній груповій передачі.

Порядок розташування групових передач:

$Z_a; Z_b; Z_c; \dots Z_k$ в кінематичній схемі коробки швидкостей може бути різним і кількість можливих варіантів кінематичної схеми коробки швидкостей дорівнює кількості перестановок із числа групових передач.

Так, для випадку $Z = Z_a \cdot Z_b \cdot Z_c$ кількість різних варіантів буде дорівнювати шести:

1. $Z_1 = Z_a \cdot Z_b \cdot Z_c;$
2. $Z_2 = Z_a \cdot Z_c \cdot Z_b;$
3. $Z_3 = Z_b \cdot Z_a \cdot Z_c;$
4. $Z_4 = Z_b \cdot Z_c \cdot Z_a;$
5. $Z_5 = Z_c \cdot Z_a \cdot Z_b;$
6. $Z_6 = Z_c \cdot Z_b \cdot Z_a.$

Якщо частоти обертання шпинделя змінюються за геометричним рядом, то передатні відношення в групах утворюють геометричний ряд із знаменником φ^x , де x – ціле число яке називається характеристикою групи.

Для послідовного отримання ряду частот обертання шпинделя спочатку переключають передачі однієї групи, потім другої і т.д. Залежно від характеристики групи і прийнятого порядку переключення група може мати такі значення:

1. Основна, яка, зазвичай, є першою в кінематичному порядку включення і переключення її передач, дає ряд послідовних частот обертання шпинделя з характеристикою групи $x_I = 1$ (характеристика основного ряду);

2. Першої множильної, для якої характеристика групи дорівнює числу передач в основній групі $x_{II} = Z_I$. Передачі першої множильної групи утворюють геометричний ряд із знаменником φ^{Z_I} ;

3. Друга множильна, для якої характеристика групи дорівнює добутку чисел передач попередніх даній групі $x_{III} = Z_I \cdot Z_{II}$;

Передачі другої множильної групи утворюють геометричний ряд із знаменником $\varphi^{Z_I \cdot Z_{II}}$ і т.д.

Будь-яка групова передача в приводі може мати різне призначення.

Таким чином при обраному порядку розташування передач в кінематичній схемі привода можна мати ще й різні структурні варіанти, що визначаються різним призначенням передач, причому їх кількість також дорівнює числу перестановок із числа груп передач.

Так, для кінематичної схеми $Z = Z_a \cdot Z_b \cdot Z_c$ можна отримати такі

структурні варіанти:

1. $Z_{a(I)} \cdot Z_{b(II)} \cdot Z_{c(III)}$;
2. $Z_{a(I)} \cdot Z_{b(III)} \cdot Z_{c(II)}$;
3. $Z_{a(II)} \cdot Z_{b(I)} \cdot Z_{c(III)}$;
4. $Z_{a(II)} \cdot Z_{b(III)} \cdot Z_{c(I)}$;
5. $Z_{a(III)} \cdot Z_{b(I)} \cdot Z_{c(II)}$;
6. $Z_{a(III)} \cdot Z_{b(II)} \cdot Z_{c(I)}$;

де I – умовне позначення основної групи;

II – першої множилної;

III – другої множилної і т.д.

Розв'язавши питання про кількість і послідовність розташування групових передач і побудувавши кінематичну схему коробки швидкостей, необхідно перейти до визначення передатних відношень кожної групи. Передатні відношення можуть бути визначені аналітичним і графоаналітичним методом.

1.7 Аналітичний метод визначення передатних відношень

Цей метод застосовується при розрахунку приводів негеометричного ряду, а також при теоретичному аналізі різних варіантів і після побудови кінематичної схеми коробки зводиться до:

1. Визначення максимальних та мінімальних передатних відношень з розподілом їх між елементами передачі:

$$i_{\max} = i_{a_{\max}} \cdot i_{b_{\max}} \cdot i_{c_{\max}} \dots i_{k_{\max}} ;$$

$$i_{\min} = i_{a_{\min}} \cdot i_{b_{\min}} \cdot i_{c_{\min}} \dots i_{k_{\min}} .$$

Для скорочення радіальних габаритів привода та покращення роботи зубчастих коліс передатні відношення обмежуються величиною $\frac{1}{4} \leq i \leq 2$ для прямозубих коліс і $\frac{1}{4} \leq i \leq 2,5$ для косозубих.

Таким чином найбільший діапазон регулювання групової передачі:

$$D_{ni} \leq i_{\max} / i_{\min} .$$

Тоді для прямозубих коліс $D_{ni} \leq 8$ і для косозубих коліс $D_{ni} \leq 10$.

2. Визначення передатних відношень та кількості зубців всіх шестерен.

1.8 Графоаналітичний метод визначення передатних відношень

Цей метод застосовується при розрахунку складних коробок швидкостей, побудованих за геометричним рядом частот обертання, і полягає в

графічному зображенні частот обертання та передатних відношень у вигляді структурних сіток і графіків (картин частот обертання).

Для побудови структурної сітки кожному валу коробки швидкостей відводиться шкала, на якій відкладають частоти обертання вала. Частоти обертання на кожній шкалі зображують в логарифмічному масштабі (пів-логарифмічна сітка).

Геометричний ряд частот обертання

$$n_1; n_2 = n_1\varphi; n_3 = n_2\varphi \dots n_k = n_{k-1}\varphi$$

можна подати в логарифмічному вигляді так:

$$\lg n_1; \lg n_2 = \lg n_1 + \lg \varphi; \lg n_3 = \lg n_2 + \lg \varphi \dots \lg n_k = \lg n_{k-1} + \lg \varphi.$$

Таким чином, на кожній шкалі структурної сітки наступне значення частоти обертання в геометричного ряду буде відрізняться від попереднього на $\lg \varphi$, а ряд має рівномірне розташування по шкалі.

Структурна сітка завжди будується симетрично, тобто умовна точка частоти обертання вала електродвигуна розташовується по осі симетрії ряду частот обертання шпинделя, а передатні відношення в групових передачах зображаються симетрично нахиленими прямими лініями.

Ряд частот обертання на шкалі зростає зліва направо, тому пряма, що графічно зображає передатне відношення передачі і нахилена вліво, зображає уповільнювальну передачу, а нахилена вправо – прискорювальну.

Структурна сітка дає відносні зв'язки між передатними відношеннями групових передач, але не дає конкретних значень цих величин.

Побудова структурної сітки пояснюється необхідністю вибору оптимального структурного варіанту.

Розглянемо приклад побудови структурної сітки для дванадцятиступеневої коробки швидкостей.

Порядок розташування групових передач візьмемо: $12 = 3 \times 2 \times 2$, тобто кінематична схема повинна складатися з електродвигуна, рух від якого на шпиндель повинен передаватися через один потрійний і два подвійних блока зубчастих коліс.

В даному випадку можливі такі структурні варіанти:

- | | |
|---------------------------------------|---------------------------------------|
| 1. $3_I \times 2_{II} \times 2_{III}$ | 2. $3_I \times 2_{III} \times 2_{II}$ |
| 3. $3_{II} \times 2_I \times 2_{III}$ | 4. $3_{II} \times 2_{III} \times 2_I$ |
| 5. $3_{III} \times 2_I \times 2_{II}$ | 6. $3_{III} \times 2_{II} \times 2_I$ |

Характеристику групових передач або розходження променів цих передач на структурній сітці визначаємо за таблицею 2.

Відповідно до прийнятого порядку розташування групових передач буде-

мо кінематичну схему (рис. 2) і всі можливі структурні сітки (рис. 3) для даної коробки швидкостей.

Таблиця 2 — Характеристики групових передач

Позначення групи	I	II	III	IV
Число передач (променів) в групі	Z_I	Z_{II}	Z_{III}	Z_{IV}
Характеристика в групі (розходження променів)	φ	φ^{Z_I}	$\varphi^{Z_I Z_{II}}$	$\varphi^{Z_I Z_{II} Z_{III}}$

1.9 Вибір структурного варіанта

Для вирішення питання про структурний варіант коробки швидкостей необхідно задане число швидкостей Z розкласти на прості множники і вирішити питання про групи елементарних передач: їх кількості і розташування.

В коробках швидкостей, в більшості випадків, основна редукція від ведучого валу до веденого (шпинделя) іде в сторону зменшення частот обертання. Тому необхідно намагатися, щоб основна і перша множильна групи мали якомога більше передач, оскільки вони будуть працювати з більш високими частотами обертання (із збільшенням частоти обертання при постійній поужності крутні моменти зменшуються, а значить зменшуються розміри деталей передач).

Крім того, невеликі передатні відношення в області високих частот обертання забезпечують кращі умови для роботи зубчастих передач. Для створення компактних коробок швидкостей потрібно досягти мінімального розкиду діапазону швидкостей на валах, для чого необхідно, щоб характеристика груп збільшувалась від електродвигуна до шпинделя. При структурі: $Z = Z_a \cdot Z_b \cdot Z_c \cdot \dots \cdot Z_k$, необхідно щоб $a < b < c < \dots < k$.

Для того, щоб найбільший діапазон регулювання групової передачі, який обмежує можливість конструктивного здійснення приводу, вийшов найменшим, необхідно за останню перебірну групу брати групу з найменшим числом передач.

Вибравши оптимальний варіант 1 структурної сітки (рис. 3), будеться графік частот обертання, який визначить конкретні значення передатних відношень всіх передач приводу і частоти обертання всіх валів.

Графік частот обертання відрізняється від структурної сітки тим, що точка, яка відповідає умовній частоті обертання вала електродвигуна, розташовується відповідно до свого значення на шкалі, а не симетрично, як на структурній сітці.

При побудові графіка частот обертання необхідно передатні відношення втримувати в допустимих межах: $\frac{1}{4} \leq i \leq 2$.

Спочатку проводимо промені, які відповідають граничним передат-

ним відношенням, за умови забезпечення якомога більших частот обертання проміжних валів. Це досягається застосуванням великих передатних відношень між першими валами від шпинделя і зменшенням їх з наближенням до валу електродвигуна.

При зміні нахилу променів на графіку частот обертання відносно нахилу променів структурної сітки загальна відстань між променями в групах передач повинна залишатись незмінною, що необхідно для збереження правильного геометричного ряду частот обертання.

Нахил променів виражений через знаменник ряду є величиною передатного відношення.

Приклад. Побудувати графік частот обертання за такими даними:

1. Число частот обертання шпинделя – 12.
2. Необхідний ряд частот обертання шпинделя із знаменником ряду $\phi = 1,41$, хв^{-1} : $n_1 = 31,5$; $n_2 = 45$; $n_3 = 63$; $n_4 = 90$; $n_5 = 125$; $n_6 = 180$; $n_7 = 250$; $n_8 = 355$; $n_9 = 500$; $n_{10} = 710$; $n_{11} = 1000$; $n_{12} = 1400$.
3. Частота обертання вала електродвигуна – 1440 хв^{-1} .

Для одержання дванадцяти частот обертання шпинделя приймаємо структурний варіант $3_1 \cdot 2_{II} \cdot 2_{III}$.

Кінематична схема і структурна сітка даного варіанта показані на рис. 2, 3.

Побудову графіка частот обертання починаємо з нанесення півлогарифмічної сітки (аналогічно як і для побудови структурної сітки) з позначенням ряду частот обертання шпинделя і частоти обертання вала електродвигуна на відповідних їм шкалах і у відповідному масштабі.

Користуючись рекомендаціями щодо побудови графіків частот обертання і допустимими передатними відношеннями будуємо даний графік частот обертання (рис. 4). Дійсні передатні відношення мають такі значення:

1. Передатне відношення постійної передачі зручніше виразити через

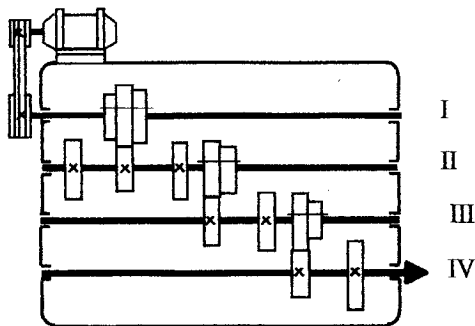


Рисунок 2 — Кінематична схема дванадцятиступінчастої коробки

відповідні частоти обертання валів: $i_0 = 1000/1440 = 1/1,44$;

2. Для решти передач передатні відношення виражаємо через знаменник геометричного ряду:

$$i_1 = 1/\varphi^2 = 1/2; i_2 = 1/\varphi = 1/1,41; i_3 = 1; i_4 = 1/\varphi^4 = 1/4; i_5 = 1/\varphi = 1/1,41;$$

$$i_6 = 1/\varphi^4 = 1/4; i_7 = \varphi^2 = 2.$$

1.10 Розрахунок числа зубців коліс групових передач

Розрахунок числа зубців при однаковому модулі групової передачі можна здійснити кількома методами.

Число зубців можна визначити за методом знаходження найменшого спільного кратного.

Сума чисел зубців Z_S при незмінній міжцентровій відстані повинна бути величиною постійною:

$Z_1 + Z_2 = Z_S = \text{const}$, де Z_1, Z_2 – число зубців ведучого і веденого колеса.

Передатне відношення цієї пари $i_1 = Z_1 / Z_2$, звідки $Z_1 = i_1 \cdot Z_2$;
або $Z_2 = Z_1 / i_1$; $Z_1 + Z_1 / i_1 = Z_S$; $Z_1 = Z_S \cdot i_1 / (i_1 + 1)$.

В отриманих формулах невідомим є сума зубців, яка визначається методом найменшого спільного кратного.

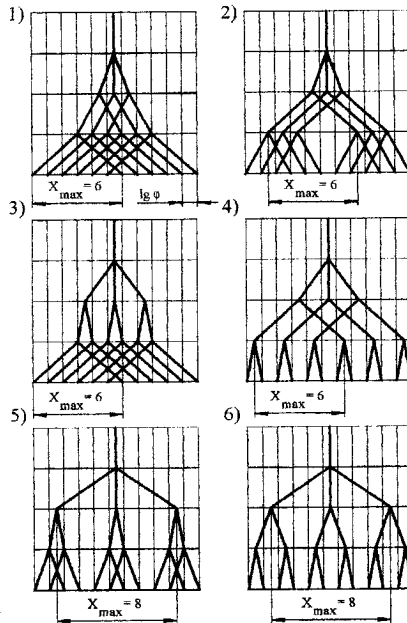


Рисунок 3 — Варіанти структурної сітки

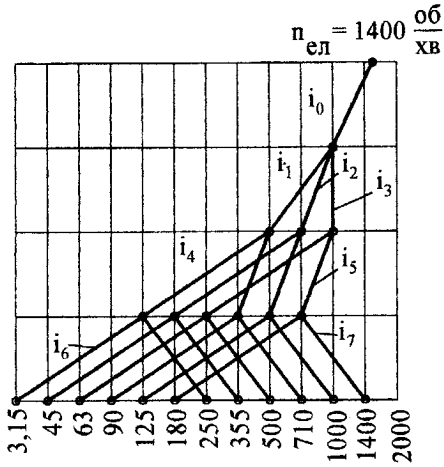


Рисунок 4 — Графік частот обертання

Так, якщо позначивши $i_1 = Z_1 / Z_2 = a_1 / b_1$, де a_1 і b_1 — взаємопрості числа, тоді одержані формули будуть мати вигляд:

$$Z_1 = \frac{a_1 Z_s}{\left(\frac{a_1}{b_1} + 1\right) b_1} = \frac{a_1 Z_s}{a_1 + b_1}, \quad Z_2 = \frac{b_1 Z_s}{a_1 + b_1}.$$

Щоб Z_1, Z_2 були цілими числами необхідно, щоб сума зубців була кратна сумі $a_1 + b_1$.

Якщо група передач складається з кількох пар зубчастих коліс, то найменша сума зубців Z_{Smin} буде дорівнювати найменшому кратному сум (K)

$$a_1 + b_1; a_2 + b_2; \dots; a_k + b_k, \quad Z_{Smin} = K.$$

Якщо визначене Z_{Smin} дає число зубців найменшого колеса недопустимо малим, то число зубців збільшують в ціле число E раз до прийнятної величини $Z_S = E \cdot Z_{Smin} = EK$.

Приклад. Розглянемо одну з груп передач з такими передатними відношеннями при $\phi = 1,26$ (рис. 5).

$$\begin{aligned}
 i_1 &= \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{1,26^3} \approx \frac{1}{2} \\
 i_2 &= \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,26^2} = \frac{1}{1,58} \approx \frac{7}{11} \\
 i_3 &= \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26} \approx \frac{4}{5} \\
 i_{41} &= 1 = \frac{1}{1}
 \end{aligned}
 \left| \begin{array}{l} 1+2=3 \\ 7+11=18 \\ 4+5=9 \\ 1+1=1 \end{array} \right.$$

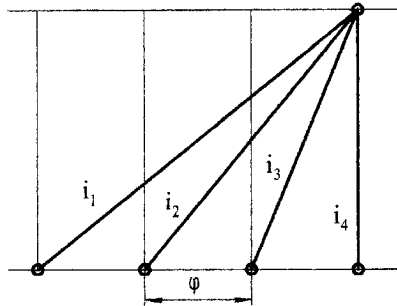


Рисунок 5 – Графік частот обертання у груповій передачі

Найменшим кратним даних сум буде число $K = 18$.

Визначимо число зубців мінімального колеса $Z_1 = \frac{1}{1+2} 18 = 6$.

Так як зубчасті колеса з таким числом зубців недопустимі, то необхідно збільшити його в ціле число разів до прийнятної величини (в даному випадку в 4 рази).

Тоді $Z_1 = 6 \cdot 4 = 24$, $Z_5 = 4 \cdot 18 = 72$.

Число зубців решти зубчастих коліс визначаємо за прийнятою сумою зубців.

Число зубців зубчастих коліс можна визначити також складаючи можливі рівняння групової передачі.

Для групової передачі (рис. 6) можна скласти такі рівняння:

$$\begin{aligned}
 1. \quad i &= \frac{Z_1}{Z_2}; & 2. \quad i_2 &= \frac{Z_3}{Z_4}; & 3. \quad i_3 &= \frac{Z_5}{Z_6}; \\
 4. \quad Z_1 + Z_2 &= Z_3 + Z_4; & 5. \quad Z_1 + Z_2 &= Z_5 + Z_6.
 \end{aligned}$$

Для даної передачі ми отримаємо п'ять рівнянь із шістьма невідомими. Щоб розв'язати ці рівняння і визначити число зубців всіх коліс, треба задатися числом зубців мінімального колеса Z_1 (яке, зазвичай, приймають рівним 18...20).

Визначення числа зубців можна здійснити також за допомогою

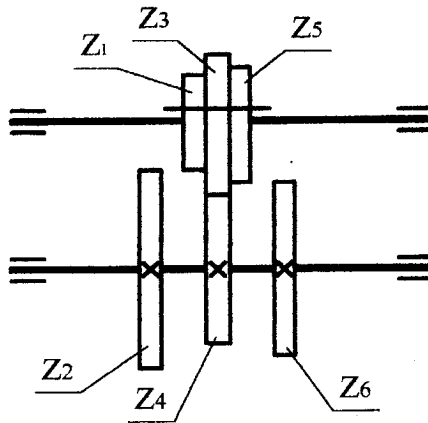


Рисунок 6 — Триступенева група передач

табл. 3, в якій по горизонталі відкладена сума зубців, а по вертикалі – передатні відношення. Розрахунок числа зубців в даному випадку зводиться до визначення такої мінімальної суми, навпроти якої по вертикалі були б вказані числа зубців (меншого зубчастого колеса) навпроти відповідних передатних відношень по горизонталі.

Після визначення числа зубців всіх передач необхідно виконати перевірку дійсних значень частот обертання, відхилення яких не повинно перевищувати допустимого значення:

$$\frac{n_d - n_3}{n_3} \cdot 100\% < r_{\max},$$

де n_d – дійсне значення частоти обертання вала даного ступеня,

n_3 – задана частота обертання,

$r_{\max} = \pm(\varphi - 1) \cdot 10\%$ – максимальне допустиме відхилення, виражене в відсотках.

1.11 Типи коробок швидкостей

Велика різноманітність різних конструкцій коробок швидкостей можна поділити на окремі типові конструкції.

Тип і призначення коробки швидкостей, як правило, визначається призначенням верстата.

Коробки швидкостей розрізняються як за елементами передачі руху, так і за їх кінематичним призначенням і конструктивним виконанням.

1.11.1 Коробки швидкостей з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя.

Застосування коробок швидкостей з безступінчастим регулюванням частоти обертання шпинделя пояснюється можливістю налагодження на будь-яку швидкість різання в даному діапазоні швидкостей, а також можливістю зміни швидкості різання в процесі обробки, вказані особливості безступінчастих приводів дозволяють значно підвищити продуктивність обробки порівняно зі ступінчастим регулюванням.

В сучасних конструкціях коробок швидкостей знайшли застосування електричні, гідравлічні, механічні і комбіновані системи безступінчастого регулювання.

Електричне регулювання здійснюється зміною частоти обертання вала електродвигуна.

Електричні системи генератор-двигун (Г-Д) забезпечують безступінчасте регулювання в діапазоні $D = 10 \div 15$.

Застосування електромашинних підсилювачів в системі Г-Д дозволяє значно розширити діапазон регулювання (до 500, 1000 і більше).

Недоліком даних систем є відносно великі габарити і вартість.

Гідравлічні системи безступінчастого регулювання застосовуються в основному при прямолінійному русі виконавчого органу верстата.

Гідравлічні системи забезпечують широкий діапазон регулювання, швидку зміну величини і напрямку швидкості, плавний реверс, зручне запобігання від перевантажень і т.д. Основним недоліком даної системи є нежорсткість кінематичної характеристики.

Механічні системи безступінчастого регулювання створюються з використанням різних фрикційних варіаторів.

Варіатори забезпечують діапазон безступінчастого регулювання в межах $2 \div 6$.

В верстатах найчастіше застосовуються лобові, торові варіатори, варіатори з розсувними конічними шківками і ін.

Недоліками цих систем є значні втрати потужності на тертя, складність встановлення потрібної швидкості при зупиненому варіаторі, нежорсткість кінематичної характеристики і ін.

Одержання загального діапазону регулювання D може здійснюватися як самою ланкою безступінчастого регулювання (рис. 7), так і в поєднанні із ступінчастою коробкою швидкостей.

Застосування додатково коробки швидкостей служить для розширення загального діапазону регулювання:

$$D = D_6 \cdot D_c,$$

де D_6 – діапазон безступінчастого регулювання;

D_c – діапазон ступінчастого регулювання.

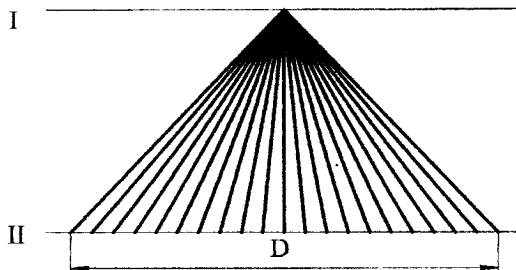


Рисунок 7 – Структурна сітка безступінчастого приводу

Ступінчаста множильна коробка швидкостей налагоджується як звичайна коробка із знаменником ряду : $\varphi = D_6$.

Кінематична схема і структурна сітка для коробки швидкостей з фрикційним варіатором зображена на рис. 8.

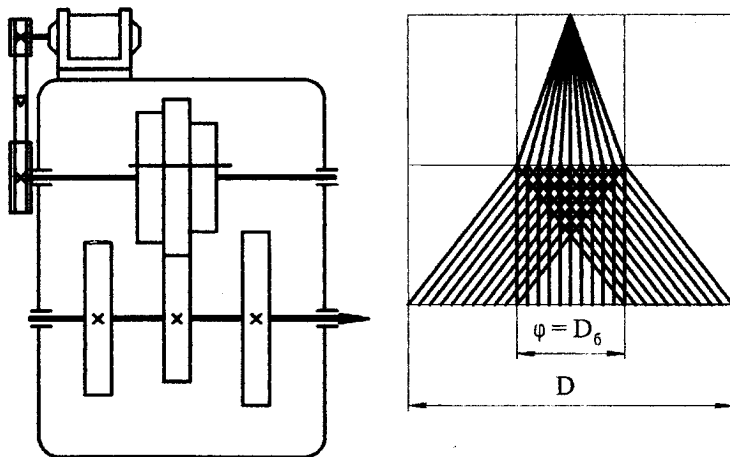


Рисунок 8 – Кінематична схема і структурна сітка коробки швидкостей з фрикційним варіатором.

1.11.2 Коробки швидкостей з нерівномірним рядом

Проведені досліді металорізальних верстатів універсального типу показали, що час роботи верстатів на різних ступіннях неоднаковий.

В більшості універсальних верстатів – токарних (середніх розмірів і важких), карусельних, розточувальних, радіально-свердлильних, револьверних (пруткових) на крайні (нижню та верхню) чверті діапазону ступенів

частоти обертання шпинделя припадає 25÷30% часу роботи, причому в деяких моделях верстатів (1A62, 1K62, 1722, 2A55i ін.) на нижню чверть діапазону припадає 5÷10% машинного часу. Зона найчастіше використовуванних швидкісних ступенів, як і зона найбільш повного використання потужності, у більшості верстатів розташовуються в другій і третій чвертях діапазону регулювання.

Виходячи з цього підвищення продуктивності верстата можна досягти застосуванням нерівномірного геометричного ряду із знаменником φ_1 для середніх і $\varphi_2 = \varphi_1^2$ для крайніх ступенів діапазону швидкостей.

Отримання нерівномірного геометричного ряду з найчастішими швидкісними ступенями частот обертання в середині діапазону здійснюється зміною характеристики останньої перебірної групи відносно нормальної.

Якщо відома загальна кількість Z ступенів і потрібне число $U+1$ ступенів з іншим знаменником прогресії, характеристика останньої перебірної групи (подвійний блок) повинна бути: $X_k = \frac{Z-U}{2}$.

Приклад. Побудувати структурну сітку для дванадцятишвидкісної коробки швидкостей зі структурною формулою $3_{II} \times 2_1 \times 2_{II}$ і густим рядом в шість ступенів (рис. 9). В даному прикладі характеристика першої і другої груп передач визначається звичайним способом, а характеристика останньої групи передач повинна бути:

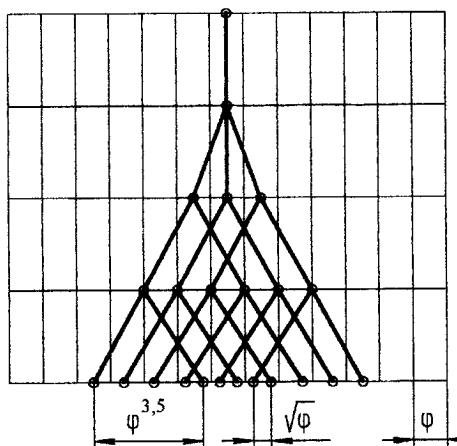


Рисунок 9 — Структурна сітка коробки швидкостей з нерівномірним рядом

$$X_{III} = \frac{12-5}{2} = 3,5.$$

1.11.3 Коробки швидкостей з перекриттям

Побудова простих коробок швидкостей з нормальною структурою для різного діапазону зміни частот обертання неможлива внаслідок обмеженості передатних відношень зубчастих коліс.

Для прямозубих коліс граничне передатне відношення дорівнює :

$$D_{\text{ГРАН}} = \frac{i_{\text{max}}}{i_{\text{min}}} = \frac{2}{1/4} = 8.$$

Виходячи з цього, діапазон регулювання останньої групової передачі D_K повинен бути менший граничного: $D_K \leq D_{\text{ГРАН}}$, де $D_K = \varphi^{X_K}$.

X_K – характеристика останньої групової передачі, для ряду частот обертання $Z = Z_1 \cdot Z_2 \cdot \dots \cdot Z_{K-1} \cdot Z_K$ буде $X_K = Z_1 \cdot Z_2 \cdot \dots \cdot Z_{K-1}$, тоді

$$D_K = \varphi^{X_K} = \varphi^{Z_K}.$$

Коробка швидкостей з нормальною структурою може бути побудована, якщо діапазон регулювання останньої групової передачі або розходження її променів на структурній сітці знаходиться у допустимих межах:

$$\varphi^{Z_K} \leq 8.$$

Приклад. Розглянемо кінематичну схему і структурні сітки шістнадцятиступінчастої коробки швидкостей при знаменниках ряду $\varphi = 1,26$ і $\varphi = 1,41$ із структурною формулою $16 = 4_I \times 2_{II} \times 2_{III}$ (рис. 10,11).

а) При знаменнику ряду $\varphi = 1,26$ діапазон регулювання останньої групової передачі знаходиться в допустимих межах (рис.11,а).

$$D_K = \varphi^8 = 1,26^8 = 6,32 < 8;$$

б) При знаменнику ряду $\varphi = 1,41$ діапазон регулювання останньої групової передачі перевищує допустиму межу: $D_K = \varphi^8 = 1,41^8 = 15,7 > 8$.

Таким чином, щоб виконати умову $D_K \leq D_{\text{ГРАН}}$, необхідно зменшити характеристику останньої групової передачі в нашому прикладі до 6 (рис.11, б), тоді $D_K = 1,41^6 = 7,9 < 8$.

Зменшення характеристики групи на два призводить до зменшення загальної кількості різних частот обертання до 14. Дві частоти обертання, в

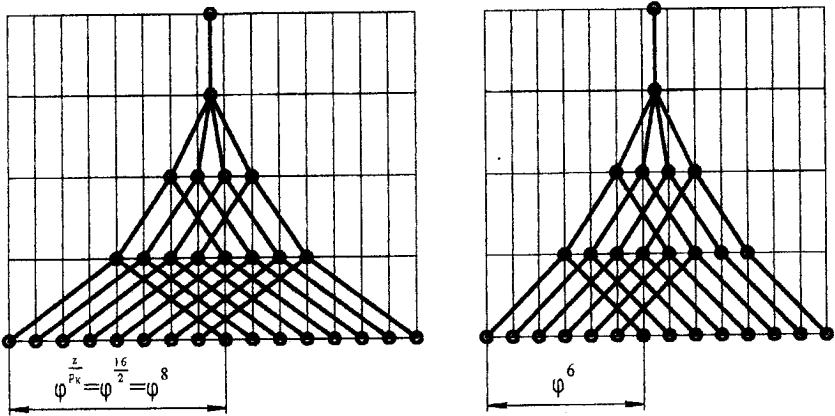


Рисунок 11 — Структурні сітки шістнадцятиступінчастої коробки швидкостей з різним знаменником ряду

тання застосовуються багатошвидкісні і регульовані електродвигуни. Застосування таких двигунів дозволяє спростити механічну частину приводу.

При кінематичному розрахунку електродвигун можна розглядати як елементарну групу передач (електрогрупу), яка дозволяє змінювати частоту обертання за геометричним рядом.

Регульовані електродвигуни забезпечують одержання ряду частот обертання із знаменником $\phi = 1,12$.

При кінематичному розрахунку дана електрогрупа має призначення основної групи і весь подальший розрахунок здійснюється звичайним спо-

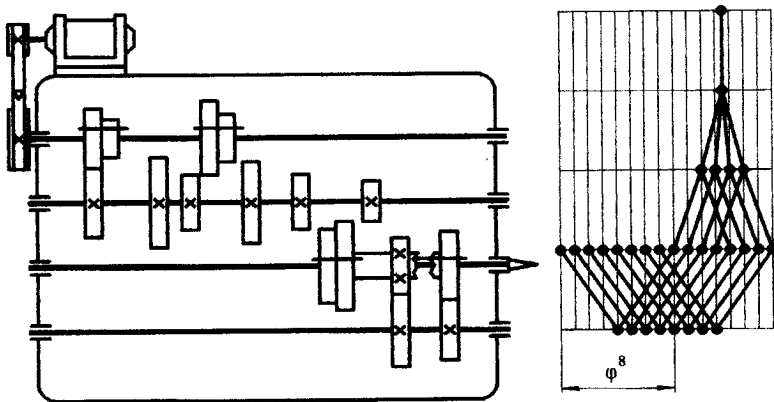


Рисунок 12 — Кінематична схема і структурна сітка коробки швидкостей з перебором

собом.

Застосовані у верстатах багатошвидкісні (зазвичай дво- і тришвидкісні) електродвигуни забезпечують одержання частот обертання із знаменником:

$$\varphi_e = 2(p_{\text{синх}} = 750/1500; 1500/3000; 750/1500/3000 \text{ хв}^{-1}).$$

Зазвичай, знаменник ряду частот обертання шпинделя відрізняється від знаменника ряду частот обертання вала електродвигуна. Тому для одержання нормальної структури приводу без відхилень від потрібного геометричного ряду частот обертання шпинделя необхідно електрогрупі надати таке призначення в структурі коробки, щоб розходження променів, які характеризують швидкості електродвигуна, було:

$$\varphi_e = 2 = \varphi_{X_e} = \varphi \cdot Z_K, \quad \text{звідки} \quad X_e = Z_K = \frac{\lg 2}{\lg \varphi},$$

де X_e – характеристика електрогрупи;

Z_K – число ступенів швидкості груп, розташованих в структурному порядку перед електрогрупою.

При різних знаменниках ряду частот обертання шпинделя характеристика електрогрупи повинна мати такі значення:

Таблиця 3 — Характеристики електрогрупи

Знаменник ряду частот обертання шпинделя, φ	Характеристика електрогрупи $X_e = Z_K$	Призначення електрогрупи
2	1	основна
1,41	2	перша множильна
1,26	3	перша множильна
1,12	6	друга множильна
1,06	12	друга і наступні множильні

Приклад побудови кінематичної та структурної сітки дванадцятишвидкісної коробки швидкостей з двошвидкісним електродвигуном зображено на рис. 13.

В даному випадку при знаменнику ряду частот обертання шпинделя $\varphi = 1,26$ характеристика електрогрупи повинна бути: $X_e = 3$. Таким чином, в кінематичній схемі повинен бути потрібний блок, виконуючий призначення основної групи.

1.11.6 Коробки швидкостей із змінними шестернями

Коробка швидкостей із змінними шестернями застосовується, як

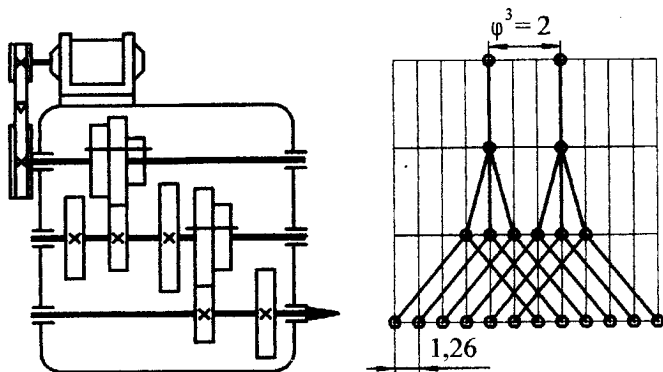


Рисунок 13 – Кінематична схема і структурна сітка коробки швидкостей з двошвидкісним електродвигуном

правило, в верстатах для великосерійного і масового виробництва. Застосування змінних коліс спрощує конструкцію приводу, дозволяє точніше налаштувати верстат на потрібну частоту обертання, але, разом з тим, вимагає значної затрати часу на налагодження верстата.

Для скорочення кількості змінних коліс бажано їх робити оборотними (тобто перестановка однієї пари коліс місцями повинна давати дві швидкості), тому графік частот обертання повинен бути симетричним (рис.14), а для зниження ваги і розмірів шестерень в кінематичній схемі коробки швидкостей їх необхідно розташовувати, за можливості, ближче до приводного валу.

Змінні шестерні в поєднанні з пересувними блоками коробки швид-

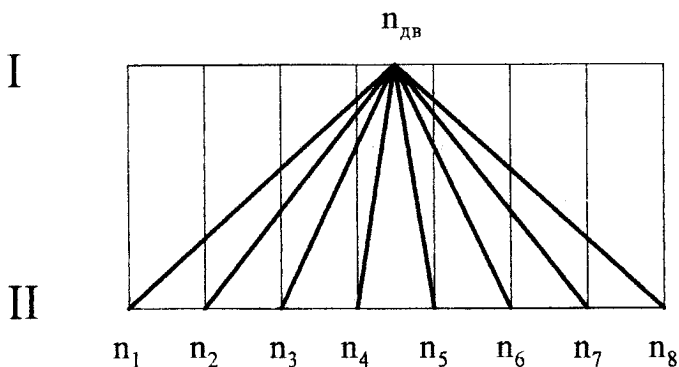


Рисунок 14 – Графік чисел обертів гітари змінних коліс

костей можуть займати будь-яке конструктивне розташування і структурне призначення.

Приклад. Побудувати кінематичну схему і структурні сітки восьмишвидкісної коробки швидкостей $Z = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8$.

Роль другого подвійного блоку повинні виконувати змінні шестерні.

Для прийнятої кінематичної схеми (рис. 15) побудуємо структурні сітки (рис. 16) для всіх можливих структурних варіантів:

- 1) $2_I \times 2_{II} \times 2_{III}$; 2) $2_I \times 2_{III} \times 2_{II}$;
- 3) $2_{II} \times 2_I \times 2_{III}$; 4) $2_{II} \times 2_{III} \times 2_I$;
- 5) $2_{III} \times 2_I \times 2_{II}$; 6) $2_{III} \times 2_{II} \times 2_I$.

Аналізуючи побудовані структурні сітки можна помітити, що змінні шестерні можуть виконувати різне призначення в структурі привода.

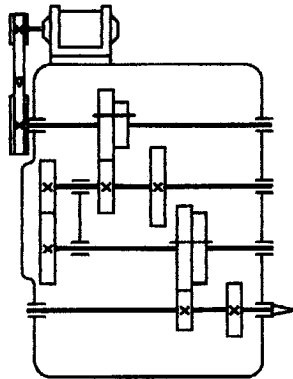


Рисунок 15 – Кінематична схема коробки швидкостей із змінними шестернями

Вони дозволяють одержувати частоти обертання або в певному діапазоні (2, 4 варіант), або ряд частот обертання з другим знаменником (3, 5 варіант), або одержання частот обертання як у верхній, так і в нижній зоні (1,6 варіант).

Вказані особливості необхідно враховувати при проектуванні верстата, виходячи із його технологічного призначення.

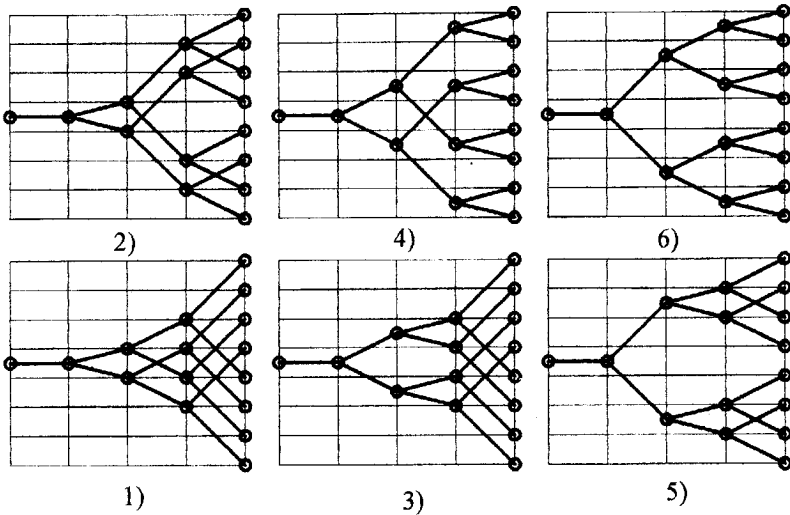


Рисунок 16 – Структурні сітки коробки швидкостей із змінними шестернями

1.11.7 Коробки швидкостей зі складеною структурою

Складена структура приводу дозволяє здійснювати передачу руху шпинделю по різним кінематичним ланцюгам. Один із ланцюгів, призначений для передачі вищих швидкостей, називається коротким, інші – довші для малих швидкостей.

Враховуючи різноманітність складених структур, їх класифікують за такими ознаками:

1. За кількістю додаткових структур (теоретично їх кількість може бути будь-якою).

Найраціональнішими є структури з однією (рис. 17, а) або з двома (рис. 17 б, в, г) додатковими структурами.

2. За способом з'єднання додаткових структур.

Додаткові структури можуть з'єднуватись паралельно (рис. 17, б), послідовно (рис. 17, в) і паралельно-послідовно (рис. 17, г).

Останній вид з'єднання не забезпечує строго геометричного ряду частот обертання і значно ускладнює конструкцію.

3. За способом передачі руху від основної структури на вихід приводу:

а) рух від основної структури передається на вихід приводу через постійну передачу (рис. 18, а);

б) рух передається безпосередньо на вихід приводу (рис. 18, б);

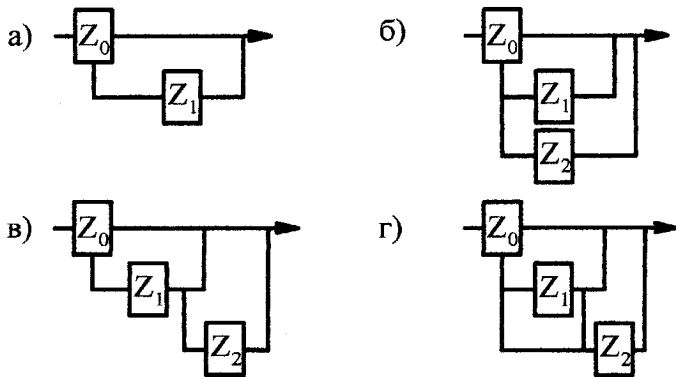


Рисунок 17 – Способи з'єднання додаткових структур

в) рух від основної структури на вихід приводу не передається (рис.18, в).

Структурна формула приводу з однією додатковою структурою має вигляд:

$$Z = Z_0 (Z_1 + Z_2),$$

де Z – загальна кількість частот обертання, що забезпечує привод,

Z_0 – кількість частот обертання в загальній частині складових приводів,

Z_1 – кількість частот обертання в швидкохідному (короткому) ланцюгу,

Z_2 – кількість частот обертання в тихохідному (довгому) ланцюгу.

Структурні сітки для складених структур будуються за тими самими правилами, що і прості множильні структури, з врахуванням розташування складових структур в межах свого діапазону регулювання.

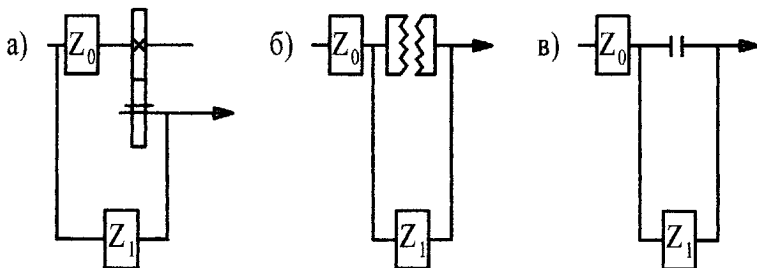


Рисунок 18 — Способи передачі руху від основної структури на вихід приводу

Приклад побудови структурної сітки тридцятишвидкісної коробки швидкостей зі складеною структурою, яка визначається структурною формулою $Z = Z_0 (Z_1 + Z_2) = 2_I \times 3_{II} (1 + 2_{III} \times 2_{IV}) = 30$, зображений на рис. 19.

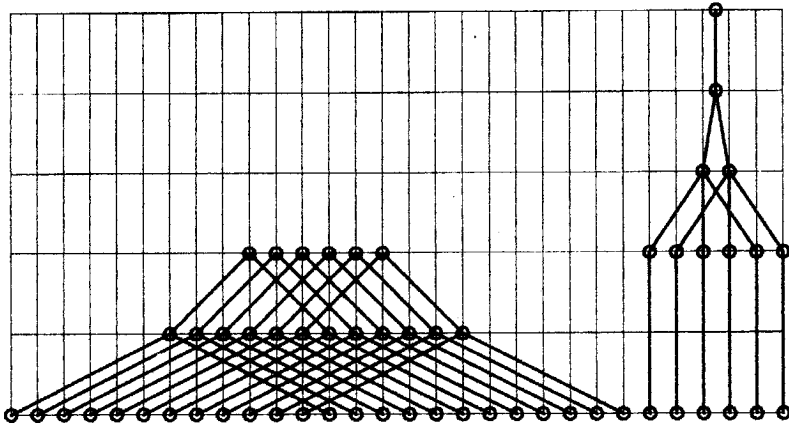


Рисунок 19 – Структурна сітка коробки швидкостей зі складеною структурою

Загальну частоту обертання шпindelів отримує по двох кінематичних ланцюгах, 6 – по короткому і 24 – по довгому.

Оскільки по короткому кінематичному ланцюгу передаються більш високі обороти, то вони на структурній сітці зображаються праворуч, а тихіші – ліворуч.

Застосування приводу зі складеною структурою дозволяє розширити діапазон регулювання без введення переборного пристрою, отримувати високі швидкості обертання шпindelя по короткому кінематичному ланцюгу, що приводить до зменшення втрати потужності і підвищення ККД верстата.

1.11.8 Коробки швидкостей із зв'язаними зубчастими колесами

Зв'язаним зубчастим колесом називається колесо, яке належить одночасно двом різним групам передач. Розрізняють однозв'язані, двозв'язані, тривз'язані, і т.д. зубчасті механізми.

Застосування зв'язаних коліс дозволяє скоротити осьові розміри коробок швидкостей, зменшити кількість шестерень, а, значить, зменшити габарити і вагу коробки.

Однозв'язані механізми (рис. 20, а) скорочують кількість зубчастих коліс на одне і ненабагато зменшують осьові розміри.

Двозв'язані механізми (рис. 20, б) скорочують кількість зубчастих коліс на два і осьові габарити на ширину чотирьох коліс.

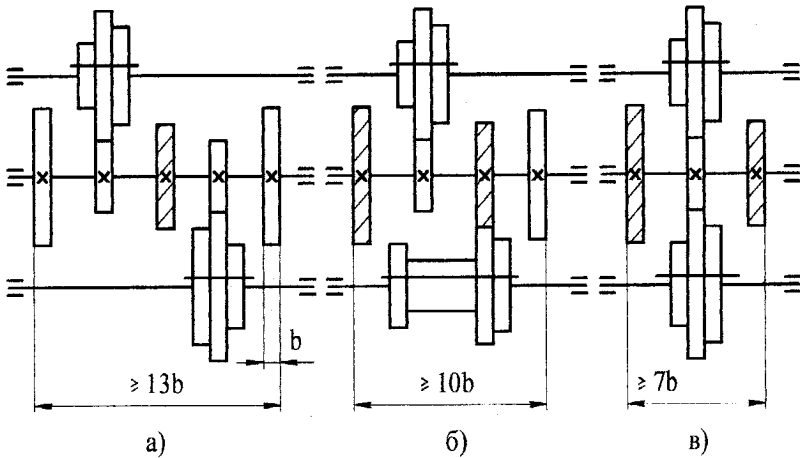


Рисунок 20 – Механізми із зв'язаними зубчастими колесами.

Тризв'язані механізми (рис. 20, в) зменшують кількість зубчастих коліс на три, а осьові габарити – на ширину семи коліс. Разом з тим тризв'язані механізми не забезпечують одержання правильного геометричного ряду частот обертання і тому рідко застосовуються в приводах металорізальних верстатів.

Застосування багатозв'язаних механізмів ускладнює їх кінематичний розрахунок.

Одержання мінімальних радіальних розмірів коробки швидкостей є однією із умов розрахунку багатозв'язаних механізмів.

а) Розрахунок однозв'язаних механізмів.

Розглянемо послідовність кінематичного розрахунку на прикладі дев'ятишвидкісного однозв'язаного механізму (рис. 21, а) із структурною формулою $3_1 \times 3_{II}$ і відповідною до неї структурною сіткою (рис. 21, б).

В даному прикладі зв'язане колесо Z_6 буде одночасно входити до суми зубців першої і другої групи передач:

$$Z_{S1} = Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6,$$

$$Z_{S2} = Z_6 + Z_7 = Z_8 + Z_9 = Z_{10} + Z_{11}.$$

Мінімальні радіальні розміри коробки швидкостей будуть при мінімальному значенні загальної суми зубців:

$$Z_S = Z_{S1} + Z_{S2}$$

З цього випливає висновок, що для отримання мінімальних радіальних габаритів необхідно намагатися отримати мінімальні суми зубців складових груп передач Z_{S1} та Z_{S2} .

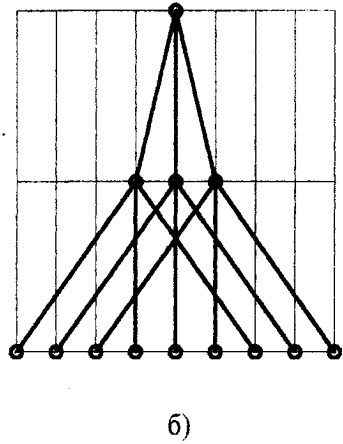
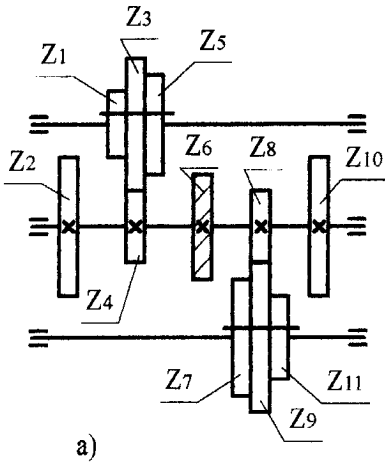


Рисунок 21 – Кінематична схема та структурна сітка дев'ятишвидкісного однов'язаного механізму.

Мінімальне значення Z_{S1} визначається за мінімальним числом зубців меншого зубчастого колеса із даної групи передач і передатного відношення цієї пари:

$$\text{Якщо } Z_1 = Z_{\min} \text{ і } i_1 = \frac{Z_1}{Z_2}, \text{ тоді } Z_{S1} = Z_1 + Z_2 = Z_1 \cdot \left(1 + \frac{1}{i_1}\right).$$

Таким чином, знаючи суму зубців Z_{S1} і передатне відношення i_A зубчастої пари, в яку входить зв'язане колесо, можна визначити число зубців зв'язаного колеса:

$$\text{Якщо } i_A = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{Z_{S1} - Z_6}{Z_6}, \text{ то } Z_6 = \frac{Z_{S1}}{i_A + 1}.$$

Оскільки зубчасте колесо Z_6 входить і до другої групи передач, то сума зубців Z_{S2} визначається значенням Z_6 і передатним відношенням $i_B = \frac{Z_6}{Z_7}$; тоді

$$Z_{S2} = Z_6 + Z_7 = \frac{Z_{S1}}{i_A + 1} \cdot \left(1 + \frac{1}{i_B}\right) = Z_{S1} \cdot \frac{1 + i_B}{i_B + i_A \cdot i_B}.$$

Аналізуючи отриману залежність, можна помітити, що для отримання мінімальної суми Z_{S2} при постійному значенні Z_{S1} необхідно збільшувати добуток $i_A \cdot i_B$.

Збільшення добутку $i_A \cdot i_B$ можливе до певної межі, при якій менше зубчасте колесо другої групи передач стає мінімально допустимим.

Відповідно, кінематичний розрахунок однозв'язаного механізму необхідно виконувати в такій послідовності:

1. За кінематичною схемою побудувати структурну сітку і графік (картину) частот обертання.

2. За графіком частот обертання визначити передатне відношення.

3. Вибрати оптимальний варіант зв'язування.

4. Вибрати число зубців меншого зубчастого колеса першої групи передач, визначити Z_{S1} і числа зубців коліс першої групи.

5. По зв'язаному колесу визначити Z_{S2} і числа зубців всіх коліс другої групи. Якщо число зубців меншого зубчастого колеса другої групи буде меншим допустимого, то необхідно числа зубців всіх коліс помножити на величину: $Z_{\min} / Z_{\text{мен}}$ або змінити варіант зв'язування, де Z_{\min} – мінімально допустиме значення числа зубців, $Z_{\text{мен}}$ – число зубців меншого зубчастого колеса.

Приклад. Провести кінематичний розрахунок однозв'язаного механізму $3_1 \times 2_{II}$ з $\varphi = 1,41$.

Графік частот обертання зображений на рис. 22.

Приймаємо варіант зв'язування i_1 і i_5 .

Визначимо передатне відношення:

$$i_1 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2} = 0,5; \quad i_2 = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi} = 0,707; \quad i_3 = \frac{Z_5}{Z_6} = 1;$$

$$i_4 = \frac{Z_7}{Z_8} = \frac{1}{\varphi^2} = 0,5; \quad i_5 = \frac{Z_4}{Z_9} = \varphi = 1,41.$$

Мінімальне число зубців меншого зубчастого колеса Z_1 приймаємо рівним 20, тоді $Z_2 = \frac{Z_1}{i_1} = 40$; $Z_8 = Z_1 + Z_2 = 60$.

Решта чисел зубців зубчастих коліс будуть:

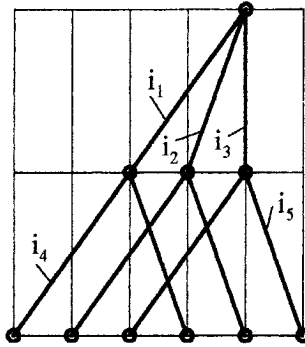


Рисунок 22 – Графік частот обертання дев'ятишвидкісного однов'язаного механізму

$$Z_5 = Z_6 = 30; \quad Z_3 = 25; \quad Z_4 = 35;$$

$$\text{тоді } Z_9 = \frac{Z_4}{i_5} = 25; \quad Z_{S2} = 35 + 25 = 60; \quad Z_7 = 20; \quad Z_8 = 40.$$

б) Розрахунок двозв'язаних механізмів.

Передатне відношення в групах передач двозв'язаного механізму взаємопов'язані і вибір їх кінематичних параметрів не може бути довільним, оскільки це може призвести до порушення встановлених залежностей і не дозволить створити оптимальний варіант коробки. Тому рекомендована методика розрахунку виходить з умови виконання двох основних вимог:

1. Радіальні габарити механізму повинні бути мінімальними.

2. Передатні відношення зубчастих передач повинні знаходитися в допустимих межах.

При виборі кращого варіанта зв'язування двозв'язаного механізму величина розходження променів структурної сітки першої групи зв'язаних передач повинна бути більшою величини розходження променів структурної сітки другої групи зв'язаних передач, причому різниця між ними повинна бути мінімальною.

Тому однією із зв'язаних передач кожної групи повинна бути передача, що має найменше передатне відношення. Радіальні габарити механізму будуть мінімальними при мінімальній різниці міжосьових відстаней зв'язаних груп передач.

На основі проведених досліджень в роботі [10] наведена методика і таблиці для кінематичного розрахунку оптимального варіанту двозв'язаного механізму.

Використання таблиць для розрахунку виключає трудомістку обчислювальну роботу щодо вибору оптимального варіанта, обумовленого вихі-

дними параметрами.

в) Розрахунок трив'язаних механізмів

Трив'язані механізми в загальному випадку не забезпечують геометричного ряду частот обертання.

У випадку коли зубчасті колеса III валу рівні колесам I валу і передатні відношення передач є величинами оберненими, а це можливо тільки при рівності характеристик обох передач, що може бути отримане тільки зменшенням характеристики переборної групи.

При цьому не можна уникнути збігу швидкостей і зменшення загального числа різних передатних відношень коробки.

Механізми з трьома зв'язаними зубчастими колесами проектується і розраховуються методом підбору.

2 СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДЕТАЛЕЙ КОРОБОК ШВИДКОСТЕЙ

Основою створюваної конструкції коробки швидкостей є кінематична схема, параметри якої і потужність приводу є вихідними даними створюваної. Конструкції і в значній мірі визначають умови роботи верстата. Розрахунок деталей коробок швидкостей зводиться до визначення оптимальних їх основних розмірів, які задовольняли б умови нормальної працездатності, під якою слід розуміти роботу деталей верстата в межах допустимих деформацій без поломки і значного зносу протягом певного терміну.

Для визначення розмірів деталей приводу необхідно скласти розрахункову схему за умовами максимального їхнього навантаження. Вихідними зусиллями для розрахунку деталей коробки є зовнішні сили на приводному валу і сили різання, прикладені до виробу або інструмента.

Внутрішні сили в елементах передач і реакції, що виникають, створюють для кожної деталі або вузла систему зовнішніх сил, які визначають умови їх роботи.

Розміри деталей приводу залежать, в основному, від величини крутного моменту, що передається, максимальне значення якого, при постійній потужності, буде при мінімальній частоті обертання.

Практика експлуатації універсальних верстатів вказує на те, що в приводах з великим діапазоном регулювання ($D > 40$) робота верстата на низьких оборотах не вимагає використання повної його потужності. Це необхідно враховувати при конструюванні коробки з тим, щоб не з'явилося надмірне збільшення її габаритів і ваги.

Тому при розрахунку коробок швидкостей умовно вважають що максимальний крутний момент на шпинделі, який навантажує привод, буде не при мінімальній частоті обертання шпинделя, а при деякому розрахунковому числі, яке визначається як:

$$n_p = n_1 \cdot \sqrt[4]{D}.$$

Тоді максимальний крутний момент на шпинделі верстата може бути визначений:

$$M_{\max} = 97500 \cdot \frac{N}{n_p}, \text{ кг/см}^2,$$

де N – потужність, кВт;

n_p – розрахункова частота обертання.

При $D \leq 40$ можна приймати, що $n_p = n_1$.

Викладене дозволяє вважати, що у верстатах з великим діапазоном регулювання 75% діапазону регулювання в області верхніх частот обер-

тання шпинделя використовується з постійною (максимальною) потужністю, а 25% репти діапазону використовується при постійному крутному моменті. Аналогічно розрахункова частота обертання може бути визначена для проміжних валів коробки швидкостей.

2.1 Попередній розрахунок валів

Вали коробок швидкостей передають крутні моменти за допомогою зубчастих, пасових і т.п. передач, які навантажують їх в основному згинаючими та крутними моментами. На даному етапі розрахунку крутний момент, який передається любим валом, є величиною відомою, так як може бути визначений за вищенаведеними залежностями.

Для визначення згинаючих моментів необхідно знати конструкцію вала і схему його навантаження. Тому попередній розрахунок валів потрібний для одержання вихідних даних уточненого розрахунку.

Попередній розрахунок зводиться до визначення діаметра вала за заниженими напруженнями кручення:

$$[\tau]_{\text{кр}} = 2000 \div 3000, \text{ Н/см}^2.$$

Рівняння міцності на кручення:

$$M_{\text{ікр}} \approx 2 \cdot d_i^3 \cdot [\tau]_{\text{кр}}, \text{ Н}\cdot\text{см},$$

де d_i – діаметр вала (для пліщових валів – внутрішній діаметр), см;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – допустиме напруження кручення, Н/см².

M_i – крутний момент, що передається валом, Н·см; визначається як:

$$M_i = 975000 \cdot \frac{N_e}{n_i} \cdot \eta, \quad \text{Н}\cdot\text{см},$$

де N_e – потужність електродвигуна, кВт;

n_i – мінімальна (розрахункова) частота обертання вала, хв⁻¹;

η – ККД кінематичного ланцюга від електродвигуна до вала.

Діаметр вала визначається формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_i}{2 \cdot [\tau]_{\text{кр}}}}, \quad \text{см}.$$

Розрахункове значення діаметра вала округляють до найближчого стандартного значення (табл. 4).

Таблиця 4 — Стандартний ряд діаметрів гладких валів (ГОСТ 6636-53)

10	10,5	11	11,5	12	13	14	15	16	17
18	19	20	21	22	24	25	26	28	30
32	34	36	38	40	42	45	48	50	52
55	58	60	65	70	75	80	85	90	95
100	105	110	115	120	130	140	150	160	

При використанні шліцьових валів їх розміри визначаються за довідником [2]. Основні найпоширеніші розміри шліцьових валів наводяться в таблиці 5.

Таблиця 5 — Основні розміри шліцьових валів

d_f	Z	D_f	v	Серія
11	6	14	3	Середня
13	6	16	3,5	
16	6	20	4	
18	6	22	5	
21	6	25	5	
23	6	26	6	Легка
26	6	30	6	
28	6	32	7	
32	6	36	6	
36	8	40	7	
42	8	46	8	
46	8	50	9	
52	8	58	10	
56	8	62	10	
62	8	68	12	
72	10	78	12	
82	10	88	12	

2.2 Визначення модуля і основних параметрів зубчастих коліс

Зубчасті передачі коробок швидкостей є закритими передачами, тому основним критерієм їх працездатності є контактна міцність поверхневих шарів зубців і міцність зубців на згин.

Особливістю розрахунку зубчастих коліс в коробках швидкостей верстатів є те, що кількість зубців визначається в кінематичному розрахунку і весь подальший розрахунок зводиться до визначення модуля зубчастих коліс. В коробках швидкостей широко використовуються передачі з однаковим модулем в групі при постійній міжцентровій відстані.

Тому розрахунок модуля зубчастих коліс здійснюється для кожної групи передач за найнавантаженишим колесом в групі.

Для сталевих циліндричних коліс модуль, виходячи з напруження згину, визначається:

$$m_{зг} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{620 \cdot N \cdot K}{Y \cdot \Psi \cdot Z \cdot [\sigma]_{зг} \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{0,64 \cdot M_{кр} \cdot K}{Y \cdot \Psi \cdot Z \cdot [\sigma]_{зг}}}, \quad \text{см,}$$

де $N = N_e \cdot \eta$ – потужність, кВт;

N_e – потужність електродвигуна, кВт;

η – ККД передачі від двигуна до розрахункової шестерні;

$M_{кр}$ – крутний момент, що передається шестернею, Н·см;

n – мінімальна частота обертання розрахункової шестерні при передачі повної потужності;

Z – число зубців розрахункової шестерні;

Y – коефіцієнт форми зубця, що визначається залежно від числа зубців із таблиці 6;

Таблиця 6 — Коефіцієнти форми зубця

Z_i	15	20	25	30	35	40	45	50	6	75	100	рейка
Y	0,092	0,102	0,108	0,114	0,119	0,124	0,127	0,130	0,134	0,138	0,142	0,154

Ψ – коефіцієнт довжини зубця:

$$\Psi = \frac{b}{m} = (6 \div 10);$$

K – коефіцієнт, що враховує зміну навантаження (порівняно з номінальним) від дії різних факторів.

Оскільки цей коефіцієнт залежить від параметрів розрахункової зубчастої передачі, то при попередніх розрахунках модуля він може бути прийнятий рівним одиниці.

Далі слід уточнити значення коефіцієнта K і визначити дійсні напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{620000 \cdot N \cdot K}{Y \cdot \Psi \cdot Z \cdot n \cdot m^3} = \frac{0,64 \cdot M_{кр} \cdot K}{Y \cdot \Psi \cdot Z \cdot m^3} \leq [\sigma]_H, \text{ Н/см}^2,$$

$$K = K_D \cdot K_K,$$

де K_D – коефіцієнт динамічності навантаження, враховує додаткове навантаження на зубці шестерень, що виникає внаслідок ударів при вході зубця

в зачеплення:

$$K_D = \frac{P_H + P_D}{P_H},$$

де P_H і P_D – номінальне і динамічне навантаження, Н.

В верстатобудуванні часто використовують обернену величину – швидкісний коефіцієнт:

$$K_v = \frac{1}{K_D}.$$

Динамічне навантаження залежить від колової швидкості зубчастих коліс (V_0 , м/с) і помилки в кроці колеса (Δ , мкм)

$$P_D = 0,25 \cdot V_0 \cdot b \cdot \sqrt{\frac{A \cdot (\Delta - 5)}{i}}, \text{ Н,}$$

де b – ширина шестерні, мм;

A – міжосьова відстань, мм.

Величина відхилення основного кроку Δ від номіналу залежить від ступеню точності зубчастих коліс і згідно з ГОСТ 1643-56, для модуля $m=2,5 \div 6$ мм має такі значення:

Ступінь точності	6	7	8
Помилка в кроці, мкм	11	18	28

В коробках швидкостей в основному застосовують зубчасті передачі сьомого (рідше шостого) ступеня точності.

Динамічний коефіцієнт визначається тільки для швидкохідних шестерень з коловою швидкістю $V_0 \geq 3$ м/с, яка визначається частотою обертання і діаметром шестерні. Для швидкісних передач доцільно застосовувати шестерні з високим значення допустимих напружень (цементовані, загартовані) з тим, щоб вони мали мінімальні розміри.

K_K – коефіцієнт довговічності зубчастих передач, що враховує зміність частот обертання.

Він вибирається по графіках залежно від діапазону регулювання частот обертання розрахункового ступеня (D^1).

З деяким наближенням K_K можна приймати:

$D^1 = 1$	2	4	8	16	32	64
$K_K = 1$	0,82	0,7	0,65	0,6	0,55	0,53

$[\sigma]_{зг}$ – допустимі напруження на згин визначаються за таблицею 7.

Таблиця 7 — Допустимі напруження на згин

Матеріал зубчастого колеса	Серцевина зубця	Гранично допустиме напруження згину
Сталь	Незагартована HB ≤ 350	0,8σ _T
	Загартована HB > 350	$\frac{0,36\sigma_B}{K_\sigma}$
Чавун	—	0,6σ _B

де K_σ — коефіцієнт концентрації напружень.

Для сталевих коліс, підданих нормалізації, поліпшенню, а також об'ємному або поверхневому гартуванню, K_σ для нульового зачеплення залежно від кількості зубців (від 20 до 100) знаходиться в межах 1,25+1,45.

Для сталевих зубчастих коліс з цементованими, азотованими або ціанованими зубцями, а також для чавунних зубчастих коліс значення K_σ можна прийняти рівним 1,2.

Після визначення модуля на згин необхідно виконати розрахунок шестерень на контактну міцність.

Контактні напруження для сталевих коліс визначаємо за формулою:

$$\sigma_K = 10500 \cdot \frac{i \pm 1}{A \cdot i} \sqrt{0,1 \frac{i \pm 1}{b}} M_{KP},$$

де i — передатне відношення зубчастої пари, яке повинно бути завжди $i \geq 1$; знак плюс в формулі приймається для зовнішнього зачеплення, а знак мінус — для внутрішнього,

A — міжцентрова відстань, см,

b — ширина робочої шестерні, см,

M_{KP} — передаваний крутний момент, Н·см,

σ_K — контактні напруження, Н/см².

Допустимі контактні напруження при розрахунку робочих поверхонь зубців на утомленість для запобігання викришування приймаються залежно від їх твердості за співвідношеннями:

а) для вуглецевих легованих сталей будь-яких марок при HB < 350 (колеса, піддані відпалу, нормалізації або поліпшенню):

$$[\sigma]_K \approx 2,8 \cdot HB \cdot K_{P,K}, \text{ Н/мм}^2.$$

де HB — коефіцієнт режиму навантаження за Брінелем, (табл. 8);

$K_{P,K}$ — коефіцієнт режиму навантаження при розрахунку на контактну

міцність.

Таблиця 8 — Механічні властивості сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих коліс (ГОСТ 8479)

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм	Межа міцності, Н/мм ²	Межа текучості, Н/мм ²	Твердість	Термообробка
1	2	3	4	5	6
Ст. 5	До 100	550	280	—	—
	100...300	470	240		
	300...500	460	230		
Ст. 6	До 100	620	310	—	—
	100...300	580	290		
	300...500	560	280		
40	До 100	560	280	152...207	Те саме
	100...300	540	270		
	300...500	520	260		
45	До 100	600	300	167...217	Те саме
	100...300	580	290		
	300...500	560	280		
45	До 60	750...850	450	207...286	Поліпшена
	60...90	700...800	400	195...222	
	90...120	650...750	350	180...207	
	180...250				
50	До 100	620	320	180...229	Нормалізована
	100...300	600	300		
	300...500	580	290		
55	До 100	660	330	185...229	Те саме
	100...300	640	320		
	300...500	620	310		
50Г	До 80	650	370	190...229	Те саме
	100...300	620	320		
50Г2	До 80	750	410	195...229	Те саме
	100...300	680	340		
60Г	до 250	350	350	194...222	Те саме
35СГ	До 120	700	700	257...285	Поліпшена
	120...150	600	600	243...271	
	150...180	550	550	230...257	

Продовження табл. 8

1	2	3	4	5	6
35X	До 60	950	750	190...220	Нормалізована
	60...100	750	500		
	100...200	700	450		
40X	До 60	1000	800	200...300	Те саме
	100...200	780	500		
	200...300	750	500		
40X	До 120	900...1000	700	257...285	Поліпшена
	120...150	850...950	600	243...271	
	150...180	800...900	550	230...257	
30XГС	До 60	1100	850	215...250	Нормалізована
	100...160	900	700		
	160...250	800	650		
40XH	До 60	1000	800	220...250	Те саме
	60...100	850	600		
	100...300	800	580		
40XH	До 150	900...1000	700	265...285	Поліпшена
	150...180	850...950	600	250...280	
	180...250	800...900	550	235...265	
35Л	—	500	280	143...187	Нормалізована
40Л	—	530	300	153...196	
45Л	—	550	320	—	
50Л	—	580	340	—	
55Л	—	600	350	—	
40ЛЛ	—	650	330	—	

б) для сталей з твердістю HB > 350 (колеса, піддані об'ємному або поверхневому гартуванню, а також цементації, ціануванню або азотуванню):

$$[\sigma]_K = C \cdot \text{HRC} \cdot K_{P.K.}, \quad \text{Н/мм}^2.$$

де С – числовий коефіцієнт, для сталей 40, 45, 40X, 45X, 40XH дорівнює 24;
HRC – твердість за Роквеллом (шкала С).

Переведення чисел твердості наведено в таблиці 9.

Таблиця 9 — Переведення чисел твердості

HB	448	437	426	415	393	372	352	332	313	297	283	270	260	250	240	230
HRC	47	46	45	44	42	40	38	36	34	32	30	28	26	24	22	20

Коефіцієнт режиму навантаження при розрахунку на контактну міцність визначається за формулою:

$$K_{PK} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{Ц}}},$$

де $N_{Ц}$ – кількість циклів навантажень кожного із зубців розрахункового колеса за весь термін служби передачі.

Для сталей з твердістю $HB < 350$ за базову кількість циклів при визначенні межі витривалості приймається

$$N_{баз} = 10^7.$$

Тому для цих сталей мінімальне значення $K_{PK} = 1$.

Якщо в результаті розрахунку одержимо $K_{PK} < 1$, то потрібно приймати $K_{PK} = 1$.

Аналогічно для сталей з $HB > 350$ та чавуну базова кількість циклів $N_{баз} = 25 \cdot 10^7$ і мінімальне значення отримаємо $K_{PK} = 0,585$. Якщо при розрахунку отримаємо $K_{PK} < 0,585$, то слід приймати $K_{PK} = 0,585$.

2.3 Уточнений розрахунок валів

Після визначення попередніх значень діаметрів валів, а також параметрів зубчастих коліс необхідно виконати попередню конструктивну розробку коробки швидкостей. Мета даної розробки полягає в тому, щоб встановити всі лінійні розміри розрахункових валів і відносно розташування передач.

Маючи схему навантаження та розміри валу і передач, можна здійснити перевірку наближено визначених діаметрів валів з урахуванням згинаючих і крутних моментів, які діють на вал.

Діаметр вала в будь-якому розрізі визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]_{зг}}}, \quad \text{см},$$

де $[\sigma_{-1}]_{зг}$ – допустиме навантаження на згин, визначається за довідником.

Для сталі 45 поліпшеної $[\sigma_{-1}]_{зг} = 7500 \dots 8500 \text{ Н/см}^2$, сталі 45 нормалізованої $[\sigma_{-1}]_{зг} = 7000 \dots 7500 \text{ Н/см}^2$, сталі 40Х поліпшеної $[\sigma_{-1}]_{зг} = 8000 \div 9000 \text{ Н/см}^2$.

M_n – приведений момент, Н·см, визначається як:

$$M_n = 10 \cdot \sqrt{M_{зг.с}^2 + 0,75 \cdot M_{кр}^2},$$

де $M_{кр}$ – найбільший крутний момент, що передається валом, Н·см;

$M_{зг.с}$ – найбільший сумарний згинальний момент, Н·см, який визначається:

$$M_{зг.с} = \sqrt{(M_{зг.с}^r)^2 + (M_{зг.с}^b)^2}.$$

$M_{зг.с}^r$ і $M_{зг.с}^b$ – згинальні моменти в горизонтальній та вертикальній площинах, Н·см, які визначаються шляхом розкладання діючих сил на взаємоперпендикулярні площини.

2.4 Розрахунок шпинделів

Шпиндель є найнавантаженишим валом в коробці швидкостей верстатів.

Крім міцності, до шпинделя висуваються підвищені вимоги жорсткості. Це пояснюється тим, що шпиндель є кінцевою ланкою кінематичного ланцюга, на якому закріплюються деталі, що обробляються, або різальний інструмент. Від жорсткості шпинделя багато в чому залежить якість обробки і, насамперед, точність та чистота поверхні. Тому основним розрахунком шпинделів є розрахунок на жорсткість, який зводиться до визначення величини прогину і кута повороту переднього кінця шпинделя та порівняння їх з допустимими значеннями.

За наявності розрахункової схеми шпинделя (рис. 23), прогин і кут повороту визначаються за формулами:

$$Y = \frac{1}{30 \cdot E \cdot I} \left[P_1 \cdot c^2 \cdot (1+c) - 0,5 \cdot P_2 \cdot a \cdot b \cdot c \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) - M_p \cdot l \cdot c \right], \quad \text{см};$$
$$\Theta = \frac{1}{30 \cdot E \cdot I} \left[P_1 \cdot c \cdot l - 0,5 \cdot P_2 \cdot a \cdot b \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) - M_p \cdot l \right], \quad \text{рад},$$

де E – модуль пружності матеріалу шпинделя (для сталі $E = 2 \cdot 10^7$ Н/см²),
 I – момент інерції шпинделя в передній опорі, см⁴.

Для пустотілого шпинделя

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4), \quad \text{см}^4,$$

де R і r – радіус зовнішньої і внутрішньої поверхні шпинделя, см,
 a , b , c , l – лінійні розміри ділянок шпинделя, вказані на рис. 23;

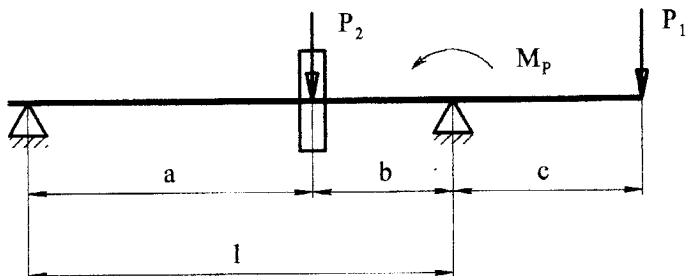


Рисунок 23 – Розрахункова схема шпинделя при розрахунку на жорсткість

$$P_1 = \sqrt{P_Z^2 + P_Y^2} \text{ – сила різання, Н;}$$

$$P_2 = \sqrt{P_0^2 + T^2} \text{ – сумарна сила, що передається шпинделю зубчастим колесом, Н;}$$

$$P_2 = \frac{2 \cdot M_{кр}}{D_d} \text{ – колове зусилля на колесі, Н;}$$

$$T = P_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ – радіальне зусилля на колесі, Н;}$$

$$M_p \leq (0,3 \div 0,35) M_{зг} \text{ – реактивний момент, що створюється в передній опорі защемлювальною дією передньої опори, Н·см;}$$

$$M_{зг} = P_1 \cdot c \text{ – згинальний момент на шпинделі, що створюється силою різання, Н·см.}$$

Дія передньої опори буде защемлювальною, якщо вона виконана у вигляді підшипника ковзання, роликів підшипника кочення або встановленням в опорі декількох підшипників кочення. Якщо передня опора має один шарикопідшипник, то M_p приймається рівним нулю. Допустимий прогин переднього кінця шпинделя повинен бути

$$Y_{\max} \leq \frac{1}{3} \delta,$$

де δ – допуск биття кінця шпинделя, який приймається за ГОСТом або вказується в технічному завданні (для токарних верстатів середніх розмірів і нормальної точності $\delta = 0,01$ мм.).

Для забезпечення нормальної роботи зубчастих передач допустиме значення прогину часто визначають $Y_{\max} = (0,0001 \div 0,0002) \cdot l$, де l – від-

стань між опорами.

Максимальний кут повороту $\Theta_{\max} \leq 0,001$ рад.

2.5 Розрахунок підшипників

В опорах валів коробок швидкостей металорізальних верстатів в основному застосовуються підшипники кочення.

Їх застосування визначається тим, що вони зменшують сили тертя, тим самим забезпечують надійну роботу, і мають порівняно невелику вартість.

При виборі типу підшипника необхідно враховувати:

1. Величину і напрям навантаження.
2. Характер дії зовнішнього навантаження (постійне, змінне, ударне).
3. Частота обертання рухомого кільця.
4. Необхідну довговічність.
5. Умови експлуатації (температура, змащення і т.п.).

Вибір потрібного розміру підшипника визначається за коефіцієнтом працездатності

$$C = Q \cdot (n \cdot T)^{0,3} \cdot K_K \cdot K_D,$$

де Q – приведенне максимальне навантаження, що визначається залежно від типу підшипника:

1. Для однорядних радіальних шарикопідшипників при:

- а) $A \leq 0,25R$; $Q = R$,
- б) $A > 0,25R$; $Q = 0,75R + A$.

2. Для радіально-упорних шарикопідшипників при:

- а) $A \leq 0,6R$; $Q = R$,
- б) $A > 0,6R$; $Q = 0,55R + 0,75A$.

3. Для нормальних конічних роликотпідшипників при:

- а) $A \leq 0,3R$; $Q = R$,
- б) $A > 0,3R$; $Q = 0,6R + (1,4 \div 1,55)A$,

де R і A – найбільше радіальне та осьове навантаження, що діють на підшипник;

n – частота обертання вала, що відповідає Q_{\max} ;

T – довговічність підшипника в годинах, що приймається, як правило, в межах $T = 5000 \div 10000$ год;

K_K – кінематичний коефіцієнт, що вводиться в розрахунок при обертанні зовнішнього кільця підшипника:

для сферичних підшипників $K_K = 1,1$,

для всіх інших $K_K = 1,35$.

K_D – коефіцієнт динамічності, що враховує характер навантаження

для шпindelних підшипників фрезерних верстатів $K_D = 1,75 \dots 2$, для шпindelів підшипників токарних, револьверних, свердильних, розточних і шліфувальних $K_D = 1,5$, для підшипників валів коробок швидкостей

$$K_D = 0,5 \cdot \left(\frac{1}{K_v} + 1 \right),$$

де K_v – швидкісний коефіцієнт, що визначається при розрахунку зубчастих передач.

За визначеним значенням коефіцієнта працездатності вибирають тип підшипника.

Шпindelні підшипники, крім того, повинні забезпечувати точність обертання шпинделя.

Розрахунок на точність шпindelних підшипників зводиться до визначення допустимого биття встановлюваних підшипників в опорах залежно від допустимого биття переднього кінця шпинделя.

В першому наближенні потрібна точність підшипника може бути визначена із геометричних співвідношень, що показані на рис. 24,

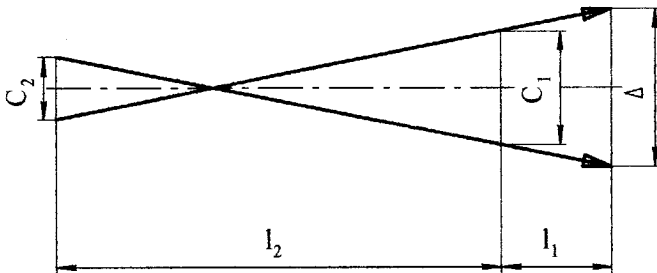


Рисунок 24 – Схема до розрахунку підшипників на точність

де C_1 і C_2 – величина радіального биття переднього і заднього підшипників;

Δ – радіальне биття переднього кінця шпинделя, яке обмежується

$$\Delta \leq \frac{1}{3} \sigma;$$

σ – допустиме биття переднього кінця шпинделя (див. розрахунок шпindelів);

l_1 і l_2 – лінійні розміри шпинделя.

При розрахунку вибирають клас точності переднього (або заднього) підшипника і, знаючи його радіальне биття, розраховують радіальне биття заднього (переднього) підшипника за формулами:

для переднього підшипника

$$c_1 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \Delta - k_2 \cdot c_2}{k_1(m+1)},$$

для заднього підшипника

$$c_2 = \frac{0,67 \cdot m \cdot \Delta - k_1 \cdot (m+1) \cdot c_1}{k_2},$$

де k_1 і k_2 – коефіцієнти, що враховують кількість підшипників, встановлених, відповідно, в передній і задній опорах.

При встановленні:

- а) двох підшипників в опори $k_1 = k_2 = 0,71$,
- б) по одному підшипнику в опори $k_1 = k_2 = 1,0$,

$$m = \frac{l_2}{l_1}.$$

За визначеним биттям підбирають підшипник відповідного класу точності.

ГОСТ 520 передбачає такі класи точності підшипників кочення:

- 0 – нормальний;
- 6 – підвищений;
- 5 – високий;
- 4 – прецизійний (особливо високий);
- 2 – надпрецизійний (надзвичайно високий).

Радіальне биття залежно від класу точності наводиться в табл.10, мм.

Оскільки на точність обертання шпинделя значно впливає передній підшипник, то при виборі типа підшипника, як правило, передній підшипник приймають на 1–2 класи вищим точності заднього підшипника.

При виборі класу точності підшипника необхідно приймати оптимальне його значення, оскільки завищення класу точності підшипника приводить до суттєвого підвищення вартості підшипникового вузла.

Нижче наведена порівняльна вартість підшипників.

Клас точності	0	6	5	4	2
Відносна вартість	1	1,3	2	4	10

Таблиця 10

Номінальний діаметр валу в мм		Клас точності				
більше	до	0	6	5	4	2
–	30	0,013	0,010	0,010	0,005	0,003
30	50	0,015	0,012	0,010	0,005	0,003
50	80	0,020	0,016	0,012	0,006	0,004
80	120	0,025	0,020	0,014	0,007	0,005
120	180	0,030	0,024	0,016	0,008	0,006

3 КОНСТРУЮВАННЯ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ

3.1 Оформлення креслень

Конструкція коробки швидкостей викреслюється в двох проєкціях (розгортка і згортка) в масштабі 1:1.

Повздовжній розріз коробки швидкостей (розгортка) виконується по валах, які розташовуються в одній площині з дотриманням міжосьової відстані між ними.

Для вирішення питань відносного розташування валів та інших механізмів в поперечному напрямку розробляється поперечний розріз (згортка).

Розробка конструкції коробки швидкостей виконується в два етапи. На першому етапі розробка конструкції коробки швидкостей ведеться паралельно силовому розрахунку.

Мета даної розробки полягає у встановленні відносного розташування елементів передачі руху в коробці швидкостей і відстаней між ними. Ці дані необхідні як вихідні умови для виконання деяких силових розрахунків (уточнений розрахунок валів, розрахунок шпинделів, підшипників і т.п.).

Після визначення всіх основних розмірів деталей коробки швидкостей приступають до наступного етапу проєктування, який полягає у розробці кінцевої конструкції приводу. Для повної розробки конструкції, крім основних даних, які визначаються в кінематичному і силовому розрахунку, необхідно ряд питань вирішити конструктивно. Ці рішення повинні забезпечувати надійну і довговічну роботу коробки, технологічність її виготовлення та складання, одержання при інших рівних умовах мінімальних її габаритів, ваги і вартості.

Крім цього, необхідно намагатися досягти максимального використання в приводі верстата стандартних і нормалізованих деталей і вузлів, а також типових технологічних конструктивних рішень.

Розробляючи конструкцію коробки швидкостей необхідно враховувати конкретні особливості розташування її на верстаті із забезпеченням правильного розташування шпинделя відносно базових поверхонь верстата (для токарних верстатів – забезпечення необхідної висоти центрів, для свердлильних і фрезерних верстатів – відстань від осі шпинделя до напрямних станини і т.д.) а також зручного розташування механізмів керування відносно місцезнаходження робітника.

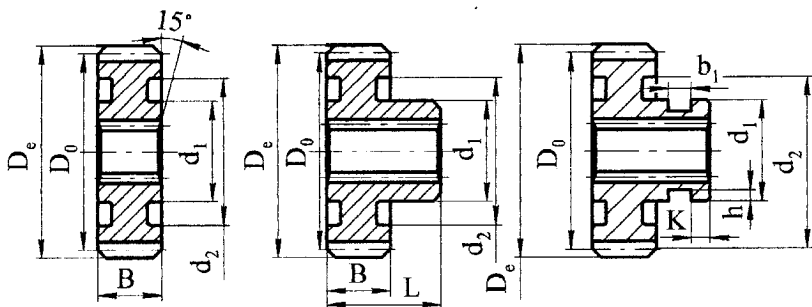
3.2 Опис конструкції основних деталей і вузлів коробки швидкостей

Коробки швидкостей є одним із складних вузлів металорізальних верстатів, що включають в себе велику кількість різних деталей, вузлів і механізмів.

Разом з тим, всі вони складаються із основних типових деталей і ву-

злів. Для деяких з них нижче наведено рекомендоване їх конструктивне оформлення.

На рис. 25, 26 наведено найпоширеніше конструктивне оформлення зубчастих коліс.



Виконання торців зубців

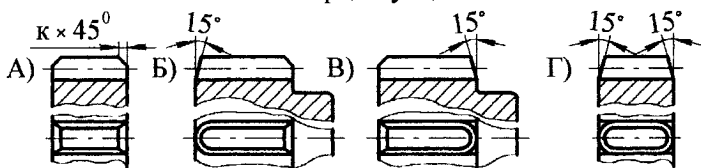


Рисунок 25 – Зубчасті колеса одновінцеві

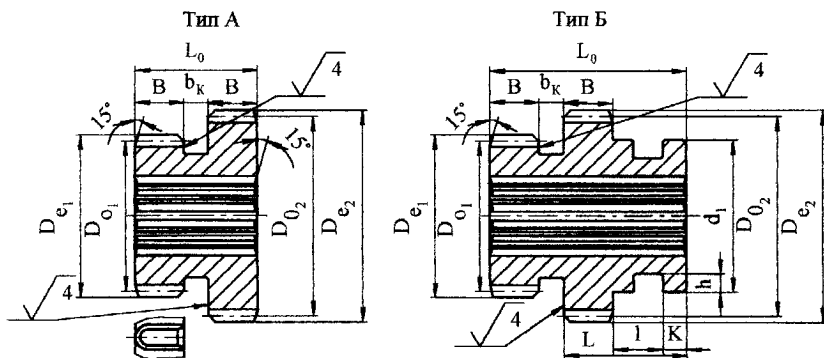


Рисунок 26 – Зубчасті колеса двовінцеві

Основні розміри зубчастих коліс визначаються в кінематичному і

силловому розрахунку, а для інших конструктивних розмірів можна користуватися такими рекомендаціями.

Ширина канавки b_x для виходу довбача залежно від модуля колеса, що нарізається для прямозубих коліс визначається за нормальними верстатобудування H27-3.

$$\begin{aligned} m = 1 \div 2, & & b_x = 5 \text{ мм}; \\ m = 2,5 \div 4, & & b_x = 6 \text{ мм}; \\ m = 5 \div 6, & & b_x = 7 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Розмір канавки b_1 для ланки переключення вибирається залежно від конструкції останнього, а також від розмірів блоку, що переміщується, та інших особливостей.

Деякі варіанти конструктивного виконання механізмів для переміщення блоків наведені на рис. 27.

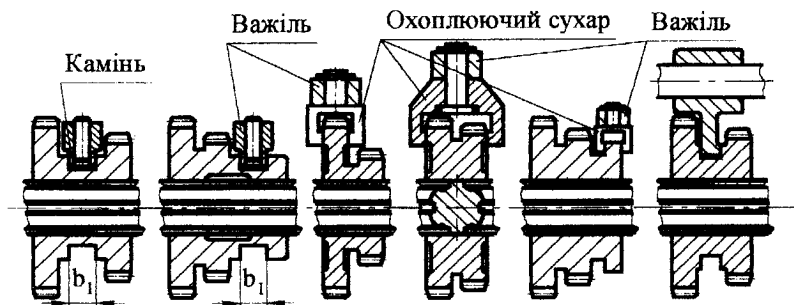


Рисунок 27 – Механізми переміщення блоків

Якщо переміщення блоку здійснюється за допомогою обертового важеля, то безпосереднє переміщення блоку здійснюється в більшості випадків за допомогою камінців, конструктивні виконання та основні розміри яких наведені на рис. 28 і в табл. 11.

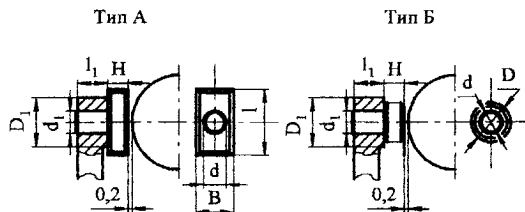


Рисунок 28 – Конструктивне оформлення камінців

Переміщення блоків може здійснюватися також за допомогою поступально-пересувних повзунів. При такому способі переключення ширину канавки b_1 можна прийняти в середньому від 8 до 20 мм. Є різні конструкції охоплювальних сухарів (див. рис. 27), за допомогою яких можна здійснювати перемикання.

Таблиця 11 — Рекомендовані конструктивні розміри камінців

В	D	D_1 найб.	H	d	d	l	l_1	C	Штифт
10	10	14	5	5	5	18	8	0,5	5Г×12
12	12	16	6	6	6	22	10	0,5	6Г×15
16	16	20	8	8	8	28	12	1	8Г×18
20	20	26	10	10	10	36	14	1	10Г×22
25	25	32	13	13	13	45	16	1,5	13Г×26
32	32	40	16	16	16	56	22	1,5	16Г×35
40	40	50	20	20	20	70	24	2	20Г×40
50	50	60	25	25	25	85	30	2	25Г×50

Відстань від краю канавки до торця шестерні К (див. рис. 26) і розмір $l - l_1$ визначається конструктивно з врахуванням технологічності їх одержання.

Глибина канавки h приймається рівною висоті камінця.

Діаметр маточини d_1 встановлюється залежно від внутрішнього діаметра отвору зубчастого колеса D :

$$d = D \cdot n.$$

Діаметр отвору, мм	до 20	20÷32	32÷50	50÷80	80÷120
Значення n	2	1,9	1,8	1,7	1,6

Для забезпечення плавного вмикання зубчасті колеса зі сторони спряженого колеса повинні мати фаскове заокруглення зубців (див. рис. 25).

Модуль m , мм	1,5÷3	4÷5	6
Розмір фаски на торцях зубця, мм	1×45°	2×45°	3×45°

25).

На інших торцях зубці повинні мати фаски, розмір яких залежить від

модуля зубчастого колеса.

Лінійне розташування нерухомих зубчастих коліс вздовж валу повинно забезпечити отримання мінімальних осьових розмірів коробки швидкостей з дотриманням умов їх вмикання (рис. 29).

При конструюванні коробки швидкостей дуже важливим питанням є правильне оформлення підшипникових вузлів. На рис. 30 наведені найбільш розповсюджені типові конструкції.

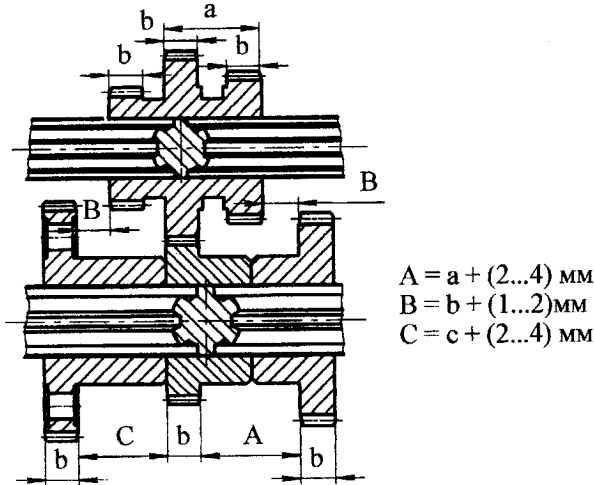


Рисунок 29 – Лінійне розташування нерухомих зубчастих коліс

Вибір типу підшипника, способу його закріплення на валу і в корпусі, встановлення потрібної посадки залежать від величини і характеру дії зовнішнього навантаження на підшипник, а також інших умов роботи.

Одностороннє нерухоме кріплення підшипника на валу (рис. 30, а) застосовується у випадку, коли не допускається його зміщення в протилежному напрямку. Кріплення за допомогою упорних гайок (рис. 30, б) застосовується при значних осьових навантаженнях, а також для регульованих кілець. Запобігання від розвинчування, як правило, досягається стопорною шайбою.

Торцеві шайби (рис. 30, в), що кріпляться до торця валу гвинтами, застосовуються при незначних осьових навантаженнях з забезпеченням малих осьових габаритів. При здійсненні регулювання підшипників, а також запобігання значного зміщення валу в одному напрямку (але допускають незначне зміщення валу внаслідок температурних деформацій) можуть застосовуватись притискні кришки (рис. 30, г).

Осьове регулювання підшипників при незначних осьових навантаженнях може здійснюватись за допомогою фасонної шайби (рис. 30, д), яка

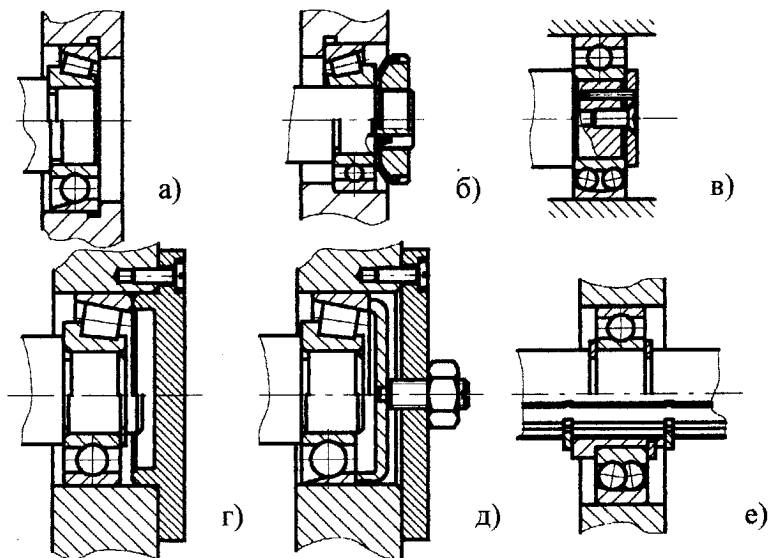


Рисунок 30 – Конструкції підшипникових вузлів

діє на зовнішнє кільце підшипника від гвинта, встановленого в нерухомій кришці.

При встановленні підшипника на значній відстані від кінця валу (рис.30, е), а також в багатьох інших випадках (як правило, за відсутності осьового навантаження) кріплення підшипників на валу і в корпусі здійснюється за допомогою пружинних стопорних кілець. Основні розміри пружинних стопорних кілець (рис. 31, 32) для кріплення підшипників на

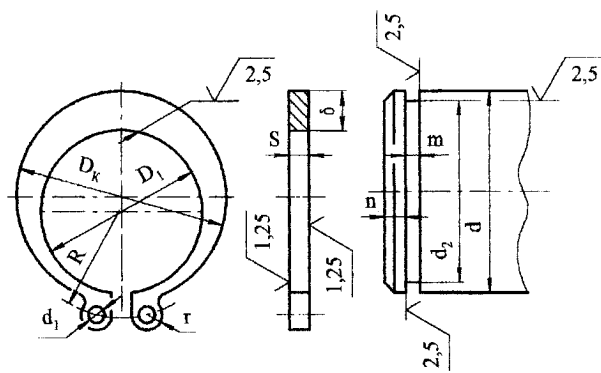


Рисунок 31 – Пружинне стопорне кільце для валу

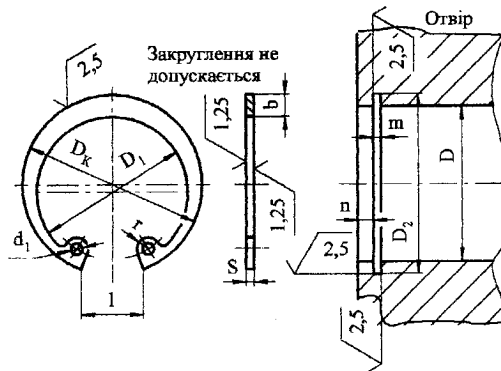


Рисунок 32 – Пружинне стопорне кільце для корпусу

валу наведені в таблиці 12, а для кріплення в корпусі – в таблиці 13.

Розробляючи конструкцію опор валу, необхідно правильно вибрати посадку підшипника на валу і в корпусі.

В коробках швидкостей верстатів радіальне навантаження, яке діє на опори, має, в основному, постійний напрямок і при обертанні внутрішнього кільця підшипника характер навантаження внутрішнього кільця буде циркуляційний, а для зовнішнього – місцевий, при обертанні зовнішнього кільця – навпаки.

Для підшипників класу точності 0, 6 і 5 необхідно застосовувати такі посадки.

Таблиця 12 — Розміри валів та стопорних кілець, мм

ВАЛ				КІЛЬЦЕ						
d	d ₂ (доп. h ₁₂)	m ^{+0,2}	n	D _k (доп. h ₁₁)	D ₁	d ₁ (доп. H ₁₄)	S (доп. h ₁₁)	b ≈	R	r
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
12	11,5	1,1	1,5	13,6	11	1,7	1	1,8	7,2	2
15	13,3	1,1	1,5	16,8	13,8	1,7	1	2	8,5	2
17	16,2	1,1	1,5	19,2	15,7	1,7	1	2,35	9,7	2
20	19	1,1	1,5	22	18,5	2	1	2,35	11,3	2
25	23,8	1,3	1,5	27,8	23,3	2	1,2	2,95	14	2,5
30	28,6	1,3	1,5	33,2	27,9	2	1,2	3,45	16,4	2,5
35	33	1,7	1,5	38,2	32,2	2,5	1,5	3,9	19,3	3
40	37,5	1,7	2	44	36,5	2,5	1,5	4,75	21,8	3
45	42,5	2,2	2	49	41,5	2,5	2	4,75	24,5	3
50	47	2,2	2	54	45,8	2,5	2	5,1	27	3,5
55	52	2,8	2	59	50,8	2,5	2,5	5,2	29,5	3,5
60	57	2,8	2	65	55,8	2,5	2,5	5,7	32	3,5

Продовження табл. 12

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
65	62	2,8	2,5	70	60,8	2,5	2,5	5,7	34,5	3,5
70	67	2,8	2,5	76	65,6	2,5	2,5	5,35	37	3,5
75	72	2,8	2,5	81	70,5	2,5	2,5	6,35	40	3,5
80	76,5	2,8	2,5	88	74,5	2,5	2,5	7,85	42,5	3,5

Таблиця 13 — Розміри отворів та стопорних кілець, мм

ОТВІР В КОРПУСІ				КІЛЬЦЕ							
D	D ₂ (доп.Н ₁₂)	m ^{+0,2}	n	D _K (доп. h ₁₂)	D ₁	d ₁ (доп.Н ₁₄)	S (доп. h ₁₁)	e≈	R	l≈	r
26	27,2	1,3	1,5	27,8	23,5	2	1,2	2,8	10,8	6,5	2,5
30	31,4	1,3	2	32,2	27,5	2	1,2	3	13	8	2,5
32	33,7	1,3	2	34,5	29,3	2,5	1,2	3,4	14	9	3
35	37	1,7	2	37,8	32,5	2,5	1,5	3,4	15	12	3
40	42,5	1,7	2	43,5	37,3	2,5	1,5	4	18	15	3
47	49,5	2,2	2	50,5	43,7	2,5	2	4,5	21	17	3
52	55	2,8	2	56,2	49,2	2,5	2,5	4,6	24,2	18	3,5
62	65	2,8	2	66,2	58,8	2,5	2,5	5	29,2	18	3,5
72	75	2,8	2	76,5	68	2,5	2,5	5,6	34,5	18	3,5
80	83,5	2,8	2	85,5	76	2,5	2,5	6,3	39	20	3,5
85	88,5	3,3	2	90,5	80,8	3	3	6,4	40,8	20	3,5
90	93,5	3,3	2	95,5	85	3	3	6,9	43,2	20	3,5
100	103,5	3,3	2	105,5	94	3	3	7,5	48,2	20	3,5
110	114	3,3	3	117	104	3	3	8,6	53,7	25	3,5
120	124	3,3	3	127	113	3	3	9,4	58,7	25	3,5
125	129	3,3	3	127	117,6	3	3	9,7	61,2	25	3,5
130	134	3,3	4	137	121	3,5	3	10,7	63	25	3,5
140	144	3,3	4	147	131	3,5	3	10,5	68	25	3,5
150	155	3,3	4	158	140	3,5	3	11,6	73	30	3,5

В додатку В наведені типові креслення основних вузлів приводу головного руху металорізальних верстатів, які можна прийняти за основу (з необхідною доробкою) під час виконання курсових та дипломних проектів, тобто наведені заготовки креслень конструкцій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 1 – 728 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 2 – 559 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3 т. – М.: Машиностроение, 1982. – Т. 3 – 557 с.
4. Гжиров Р.И., Серебrenицкий П.П. Программирование обработки на станках с ЧПУ: Справочник. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1990. – 588 с.
5. Зубчасті передачі в машинобудуванні: Навч. посібник / В.С. Павленко, Б.Ф. Ліпчинський, В.О. Пішенін. – К.: НМК ВО, 1992. – 110 с.
6. Кочергин А. И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш. шк., 1991. – 382 с.
7. Кузнецов М.М., Усов Б.А., Стародубцев В.С. Проектирование автоматизированного производственного оборудования. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
8. Кузнецов Ю.И., Маслов А.Р., Бойков А.Н. Оснастка для станков с ЧПУ: Справочник. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 512 с.
9. Локтева С.Е. Станки с программным управлением и промышленные роботы: Учебник для машиностроительных техникумов. – 2-е изд. Перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
10. Металлорежущие станки. / Тепинкичиев В.К. Красниченко Л. В., Тихонов А. А., Колев Н. С. – М.: Машиностроение, 1972. – 464 с.
11. Программное управление станками и промышленными роботами / В.Л.Косовский, Ю.Г. Козырев, А.Н. Ковшов и др. – М.: Высш. шк., 1989. – 272 с.
12. Поляков В.С. и др. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1979. – 351 с.
13. Промышленная робототехника / А.А. Бабич, А.Г. Баранов, И.В. Колбин и др. Под ред. Я.А. Шифрина – М.: Машиностроение, 1982. – 415 с.
14. Решетов Д.Н., Портман В.Т. Точность металлорежущих станков, – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
15. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 356 с.

16. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник/ Ю.Н.Кузнецов, А.А. Вячев, С.П.Сяров, А.Й. Цървенков, под ред. Ю.Н.Кузнецова. – "Тэхника"; София: Гос. Изд-во "Техника", 1988. – 222 с.
17. Старков В.К. Обработка резанием. Управление стабильностью и качеством в автоматизированном производстве. – М.: Машиностроение, 1989. – 296 с.
18. Черв'ячні передачі в машинобудуванні. Навч. посібник / В.С.Павленко, Б.Ф. Ліщинський, В.О. Пішенін. – Вінниця: ВДТУ, 1997. – 105 с.

Додаток А

Міністерство освіти та науки України
Вінницький національний технічний університет

Інститут машинобудування та транс-
порту
Кафедра металорізальних вер-
статів та обладнання автоматизовано-
го виробництва

" _____ "

(назва об'єкту проектування (тема))

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ
з дисципліни "Технологічне обладнання підприємств та його
проектування"

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

.КП. .00.000 ПЗ

(шифр кафедри) (номер залікової книжки)

Керівник доцент, к.т.н. _____ " " _____ 200_ р. В.О. Пішенін
(підпис) (ініціали, прізвище)

Н. контролер доцент, к.т.н. _____ " " _____ 200_ р. В.О. Пішенін
(підпис) (ініціали, прізвище)

Студент Гр. 1МВ-05 _____ " " _____ 200_ р.
(код групи) (підпис)

_____ Іванюта В.С.
(прізвище, ініціали)

200_

Додаток Б

Таблиця Б. 1

Подачі при чорновому зовнішньому точінні сталі					
Діаметр обробки, D_{\max} , мм	Подачі S у мм/об. при глибині різання t у мм				
	до 3	3...5	5...8	8...12	більше 12
До 20	0,4	—	—	—	—
20...40	0,5	0,4	—	—	—
40...60	0,9	0,8	0,7	—	—
60...100	1,2	1,1	0,9	0,8	—
100...400	1,3	1,2	1,0	0,9	—
400...500	1,4	1,3	0,2	1,2	1,1
500...600	1,5	1,4	1,3	1,3	1,2
600...1000	1,8	1,5	1,4	1,4	1,3

Таблиця Б. 2

Подачі при прорізанняні пазів та відрізанняні		
Діаметр обробки, D_{\max} , мм	Ширина різця, мм	Подачі S_{\max} у мм/об
Токарно-револьверні верстати		
До 20	3	0,08
20...40	4	0,12
40...60	5	0,16
60...100	8	0,23
100...150	10	0,26
Зверх 150	15	0,36

Таблиця Б. 3

Швидкості різання при обробці різцями із швидкорізальної сталі						
Вид обробки	Формула для визначення V_{\min} , м/хв	C_v	m	x	y	n
Повздовжнє точіння	$M_{\min} = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y \left(\frac{HB}{200} \right)^n}$	42	0,1	0,25	0,66	1,75
Відрізання та прорізання каналів	$M_{\min} = \frac{C_v}{T^m \cdot S^y \left(\frac{HB}{200} \right)^n}$	20,3	0,20	—	0,40	1,75
T — стійкість різця, яка приймається 60 хв.						

Таблиця Б. 4

Сили різання при обробці сталі різцями із швидкорізальної сталі					
Вид обробки	Формула для визначення $P_{z \max}$, Н	C_p	x	y	n
Повздовжнє то- чіння	$P_z = C_p t^x S^y (HB)^n$	35,7	1,0	0,75	0,75
	$P_z = C_p t^x S^y (HB)^n$	0,027	0,9	0,75	2,0
	$P_z = C_p t^x S^y (HB)^n$	0,21	1,2	0,65	1,5
Відрізання та прорізання канавок	$P_z = C_p t^x S^y (HB)^n$	42,2	4,42	1,0	1,0
	$P_z = C_p t^x S^y (HB)^n$	0,031	1,2	0,75	2,0
Примітка:	У формулі для P_z при відрізанні t — ширина різця				

Таблиця Б. 5

Подачі S_{\max} при свердлінні та зенкеруванні сталі інструментом із швидкорізальної сталі		
Діаметр інструмента, мм	Подачі S_{\max} в мм/об	
	свердління	зенкерування
10...15	0,35	0,60
15...20	0,43	0,70
20...25	0,47	0,90
25...30	0,55	1,00
30...40	0,60	1,20
40...50	0,65	1,30
50...60	0,70	1,30
60...80	—	1,5

Таблиця Б. 6

Середні значення періоду стійкості T свердел та зенкерів із швидкорізальної сталі при обробці сталі (HB 170)						
інструмент	Стійкість T у хв., при діаметрі інструмента в мм					
	11...20	21...30	31...40	41...50	51...60	61...80
свердло	45	50	70	90	110	—
зенкер	30	40	50	60	80	100

Таблиця Б. 7

Швидкість різання при обробці сталі свердлами та зенкерами із швидкорізальної сталі							
Вид обробки	Формула для визначення швидкості різання в мм/хв.	Показники степенів					
		C_v	m	y	z	n	x
Свердління	$V_{\min} = \frac{C_v \cdot D^z}{T^m \cdot t^x \cdot S^y \cdot (HB)^n}$	874	0,2	0,5	0,4	0,9	—
Зенкерування	$V_{\min} = \frac{C_v \cdot D^z}{T^m \cdot t^x \cdot S^y \cdot (HB)^n}$	2000	0,3	0	—	—	0,2
Потужність: $N_E = \frac{M_{\max} V_{\min}}{D_{\max}}$							

Таблиця Б. 8

Сили різання та моменти при обробці сталі свердлами і зенкерами із швидкорізальної сталі						
Вид обробки	Формули для визначення сили різання в Н та моменту в Н·м	Показники степенів				
		C	x	y	z	n
Свердління	$P_x = C \cdot D^z \cdot S^y \cdot (HB)^n$	15	—	0,7	1,0	0,75
	$M = C \cdot D^z \cdot S^y \cdot (HB)^n$	0,008	—	0,8	2,0	0,7
Зенкерування	$P_x = C \cdot t^z \cdot S^y \cdot (HB)^n$	6,2	1,3	0,7	—	0,75
	$M = C \cdot D^z \cdot S^y \cdot (HB)^n$	18,3	0,9	0,8	1,0	0,7

Таблиця Б. 9

Подачі S_z в мм/зуб при фрезеруванні сталі фрезами із швидкорізальної сталі				
Тип фрези		Подача S_z при глибині різання t в мм		
		до 2	2...3	більше 5
Торцюва		0,3	0,25	0,12
Циліндрична при ширині фрезерування в мм	до 50	0,4	0,3	0,2
	більше 50	0,25	0,2	0,15

Таблиця Б. 10

Стійкість фрези із швидкорізальної сталі у хвиликах							
Тип фрези	Стійкість T у хвиликах при діаметрі фрези в мм						
	50	75	100	150	200	300	400
Торцюва	100	120	130	170	250	300	400
Циліндрична	10	170	280	400	400	—	—

Таблиця Б. 11

Швидкість різання сталі V_{\min} у мм/хв фрезами із швидкорізальної сталі діаметром D і шириною B в мм								
Тип фрези	Формула для визначення швидкості різання в м/хв	C_v	q	m	x	y	p	n
торцюва	$V_{\min} = \frac{C_v \cdot D^q}{T^m \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot z^p \cdot B^n}$	41	0,25	0,2	0,1	0,4	0,1	0,15
циліндрична		35,4	0,45	0,33	0,3	0,4	0,1	0,1
<p>Z — число зубців фрези; D — діаметр фрези, мм; B — ширина фрезерування.</p>								

Таблиця Б. 12

Сили різання сталі P_z в Н фрезами із швидкорізальних сталей							
Тип фрези	Формула для визначення сили різання в Н	C_p	x	y	n	q	ω
торцюва	$P_{\max} = \frac{C_p \cdot t^x \cdot S_z^y \cdot B^n \cdot z}{D^q \cdot n^\omega}$	822	0,95	0,8	1,1	1,1	0
циліндрична		682	0,86	0,72	1,0	0,86	0
<p>Z — число зубців фрези; n — частота обертання фрези, хв^{-1}.</p>							

Додаток В

Типові креслення основних вузлів металорізальних верстатів

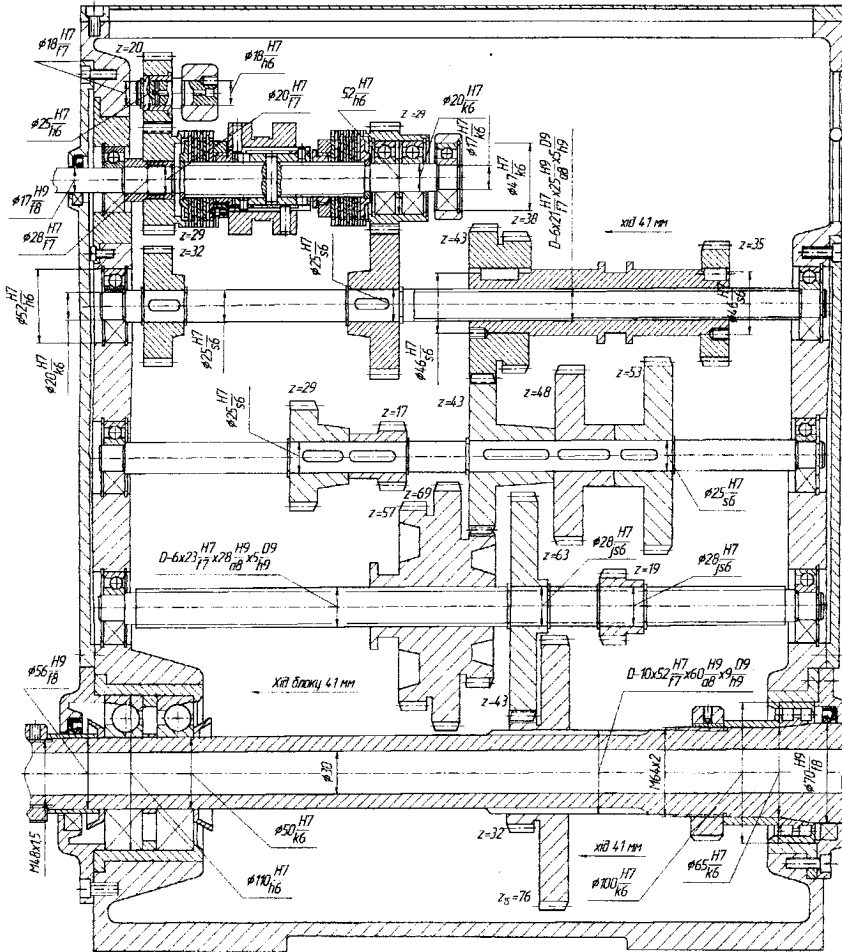


Рисунок В.1 — Розгортка поздовжнього перерізу коробки швидкостей верстатів токарної групи

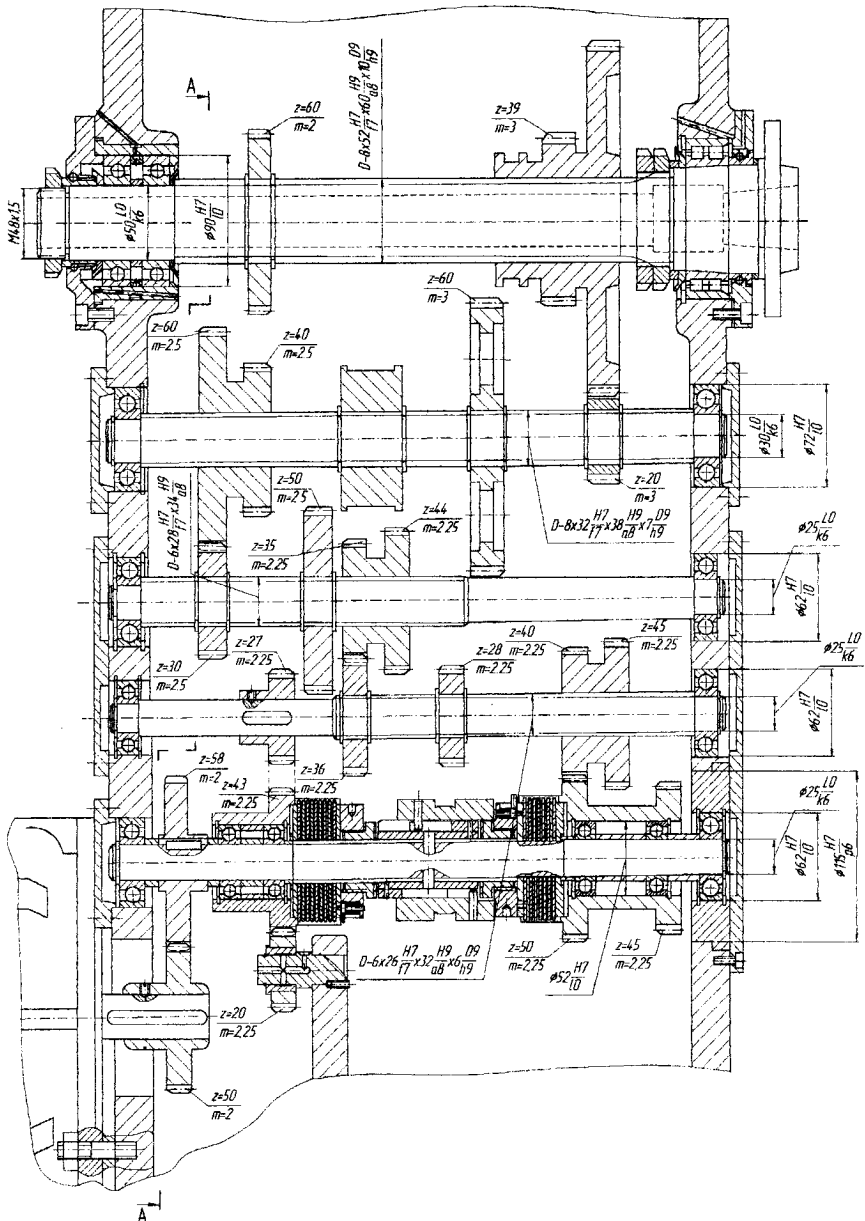


Рисунок В.2 — Розгортка поздовжнього перерізу коробки швидкостей токарної групи, зокрема токарно-револьверних

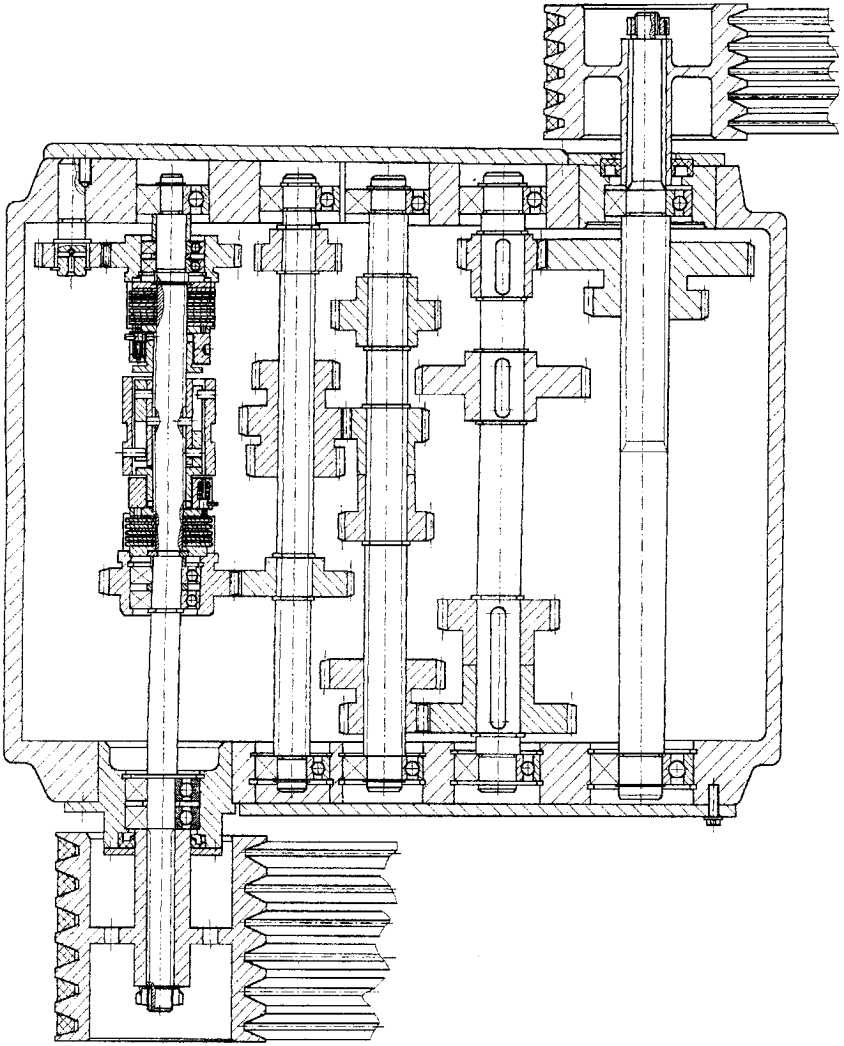


Рисунок В.3 — Розгортка поздовжнього перерізу коробки швидкостей токарного та токарно-револьверного верстатів

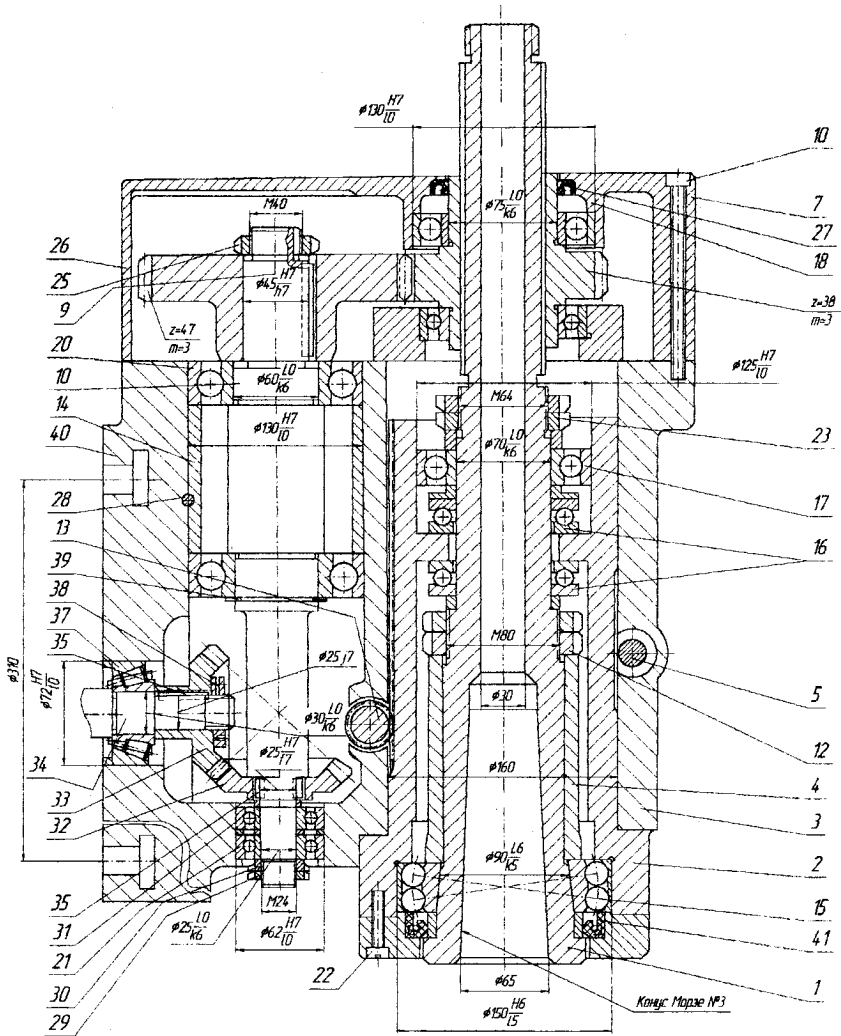


Рисунок В.7 — Поворотна шпиндельна головка вертикально-фрезерного верстага

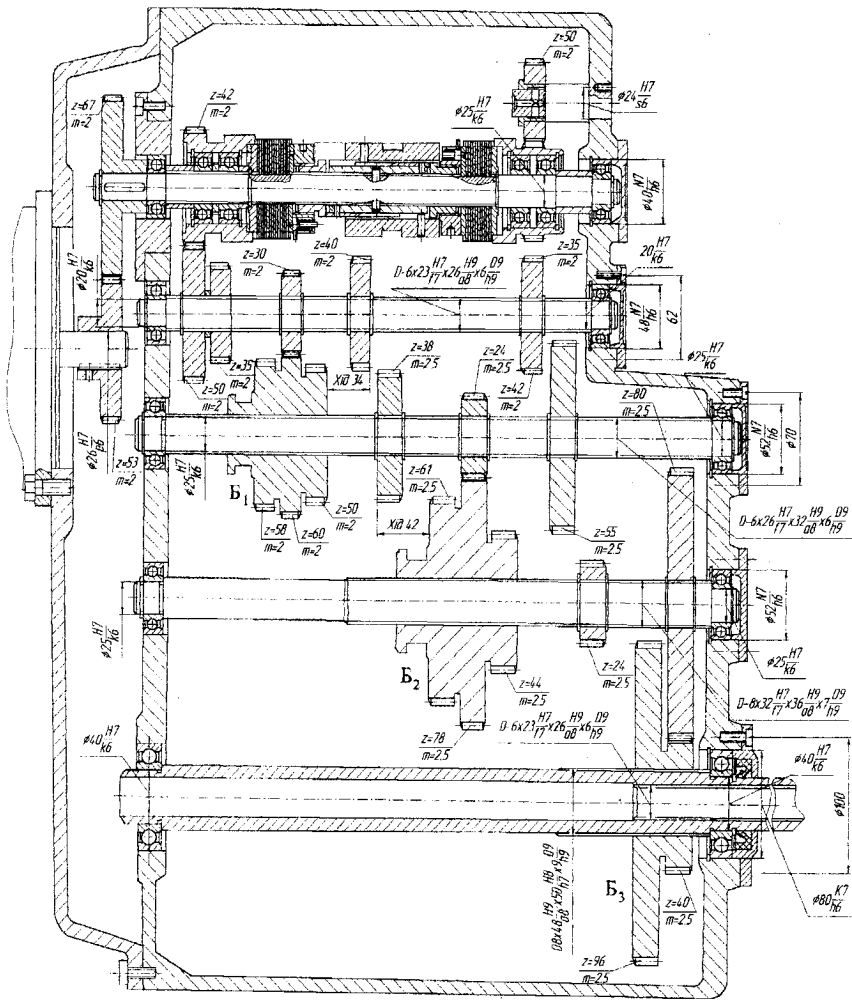


Рисунок В.8 — Коробка швидкостей фрезерних верстатів

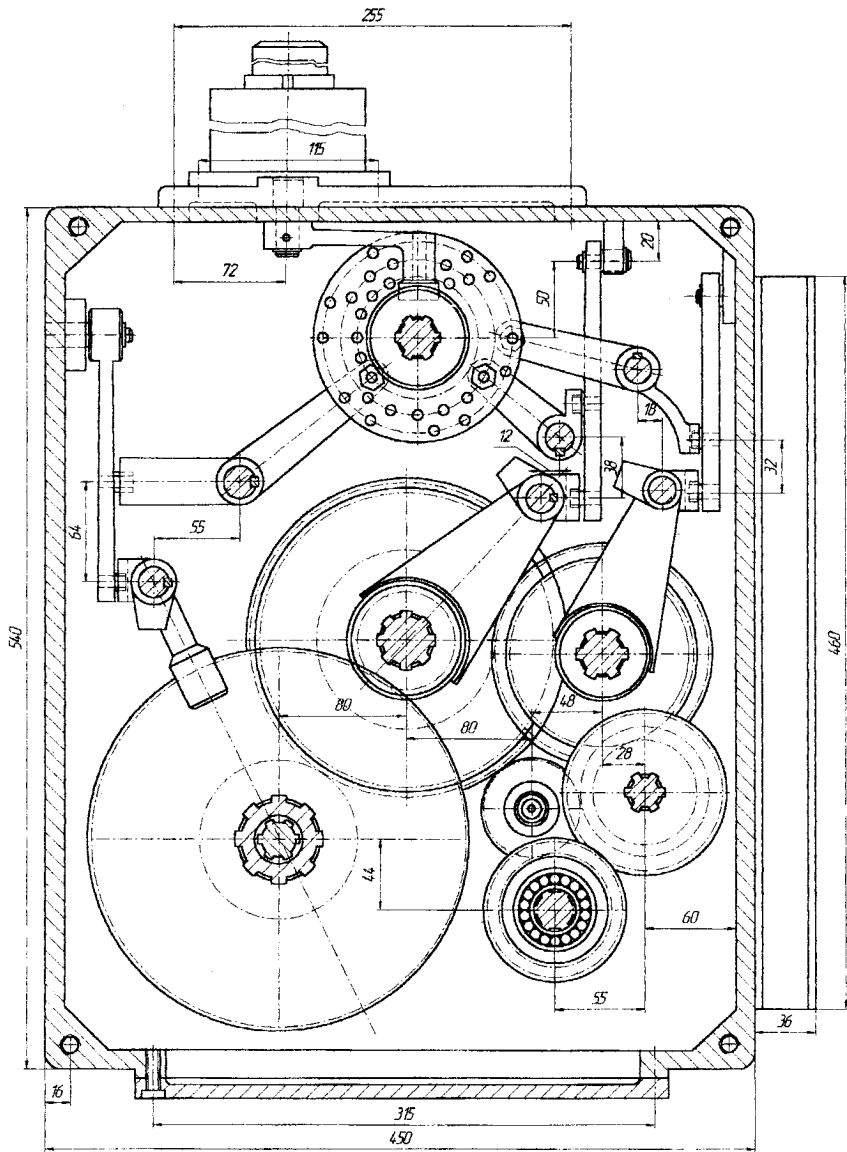


Рисунок В.11 — Коробка швидкостей фрезерного верстака з механізмом перемикання

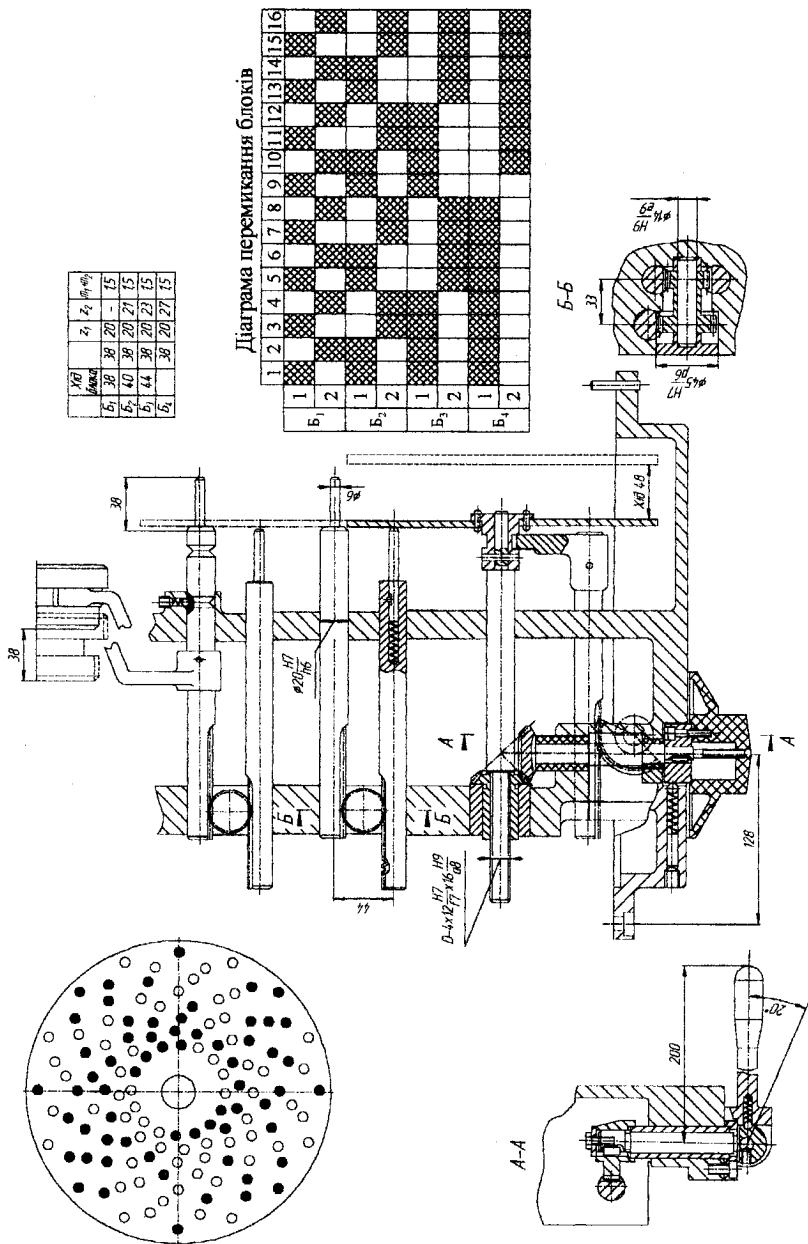


Рисунок В.13 — Преселективний механізм перемикання швидкостей металізувальних верстатів

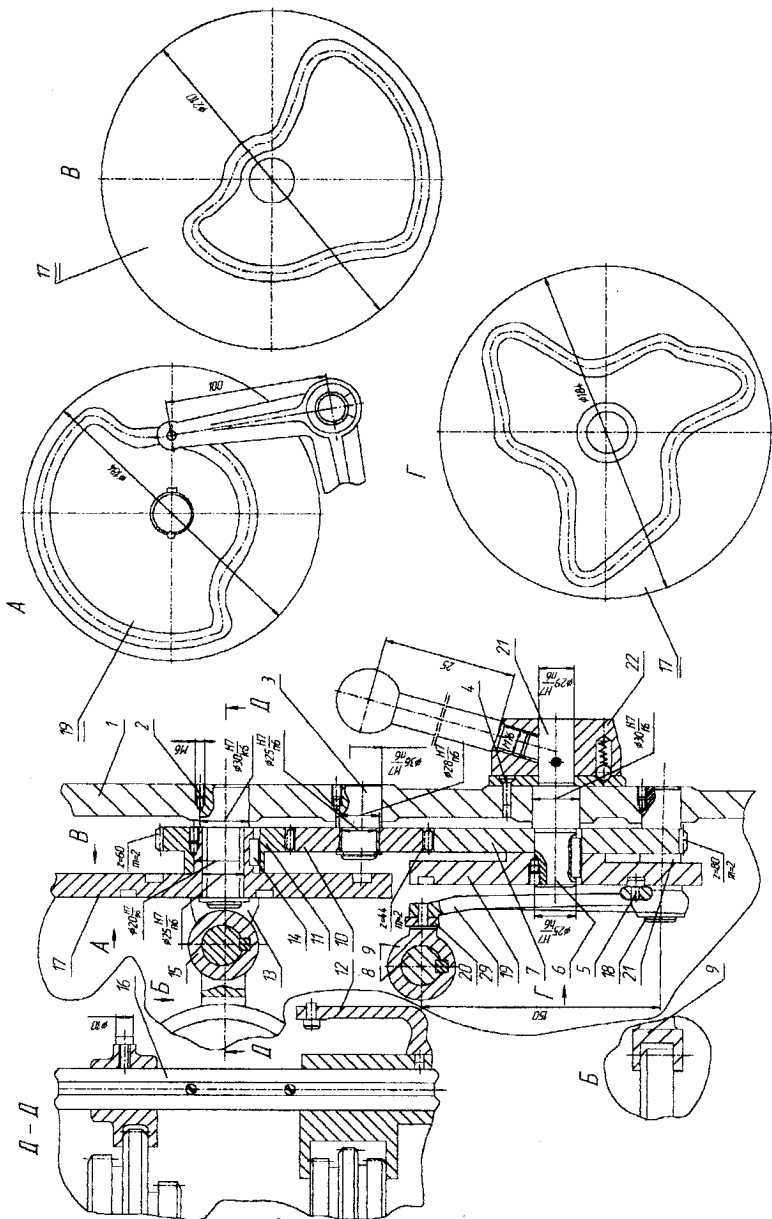


Рисунок В.15 — Кулачковий механізм перемикання швидкостей металорізальних верстатів

Навчальне видання

Іскович-Лотоцький Ростислав Дмитрович
Пішенін Володимир Олексійович
Томчук Валерій Іванович
Штурма Анатолій Леонідович

Курсове проектування металорізальних верстатів

Навчальний посібник

Оригінал-макет підготував В.О. Пішенін

Редактор Т.О. Старічек

Навчально-методичний відділ ВНТУ
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК №746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ

Підписано до друку 8.02.2006 р. Гарнітура Times New Roman
Формат 29,7×42¹/₄ Папір офсетний
Друк різнографічний Ум. друк. арк. 4.62
Тираж 75 прим.
Зам. № 2006-030

Віддруковано в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі
Вінницького національного технічного університету
Свідоцтво Держкомінформу України
серія ДК №746 від 25.12.2001
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95, ВНТУ