

Лабораторна робота № 1

СКЛАДАННЯ З НАТУРИ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 16К20ФЗРМ132

Мета роботи - отримати практичні навички у складанні кінематичних схем приводів окремих вузлів металорізальних верстатів та засвоїти графоаналітичний метод їх кінематичного розрахунку.

1.1. Теоретичні відомості

1.1.1. Експериментальне визначення модулів зубчастих коліс та частот їх обертання

Модулі зубчастих коліс m можна визначити за наступними формулами:

$$m = P/\pi; \quad (1.1)$$

$$m = h/2,25; \quad (1.2)$$

$$m = D_a/(z+2). \quad (1.3)$$

де: P – крок зубчастого зачіплення, мм;
 z – кількість зубів зубчатого колеса;
 h – висота зуба зубчатого колеса, мм.

Зовнішні діаметри зубчастих коліс D_a вимірюють штангенциркулем або кронциркулем.

Наприклад:

При $z = 40$ $D_a = 125,5$ мм.

Тоді $m = 125,5/(40+20) = 2,98$ мм, закруглюємо до $m = 3$ мм.

При $z = 45$ $D_a = 141,4$ мм.

Тоді $m = 141,4/(45+2) = 3,009$ мм, закруглюємо до $m = 3$ мм.

Частота обертання шпинделя визначається за рівнянням кінематичного балансу головного руху:

$$n_{дв} \cdot i_{п.п.} \cdot 0,985 \cdot i_{к.ш.} = n_{шп}, \quad (1.4)$$

де: $n_{\text{дв}}$ – частота обертання ротору електродвигуна, хв^{-1} ;

$i_{\text{п.п.}}$ – передатне відношення поліклінової пасової передачі;

$i_{\text{к.ш.}}$ – загальне передатне відношення коробки швидкостей;

$n_{\text{дв}} \cdot i_{\text{п.п.}} \cdot 0,985 = C$ – частота обертання валу I коробки швидкостей. Ця величина для кожного верстата, що має пасову передачу, стала.

Наприклад, для зубофрезного верстата, зображеного на рис. 1.1:

$$C = 1440 \cdot \frac{140}{320} \cdot 0,985 = 620 (\text{хв}^{-1}).$$

$$n_{\text{шп}_{\text{min}}} = C \cdot i_{\text{к.ш}_{\text{min}}} = 620 \cdot \frac{37}{47} \cdot \frac{27}{68} \cdot \frac{29}{29} \cdot \frac{29}{29} \cdot \frac{16}{64} = 48,38 (\text{хв}^{-1}) [50]$$

$$n_{\text{шп}_{\text{max}}} = C \cdot i_{\text{к.ш}_{\text{max}}} = 620 \cdot \frac{47}{37} \cdot \frac{58}{37} \cdot \frac{29}{29} \cdot \frac{29}{29} \cdot \frac{16}{64} = 310 (\text{хв}^{-1}) [315]$$

Тут в квадратних дужках вказані стандартні значення частот обертання шпинделя.

1.1.2. Елементи кінематичного аналізу коробки швидкостей

Побудова графіка частот обертання всіх валів привода головного руху, включаючи вал шпинделя, базується на кінематичному розрахунку коробки швидкостей. Для цього використовують частіше за все графоаналітичний метод, що дозволяє швидко знаходити найкращі варіанти розв'язку задачі.

Графоаналітичний метод кінематичного розрахунку коробки швидкостей складається з двох етапів:

- побудова структурної сітки;
- побудова графіка частот обертання.

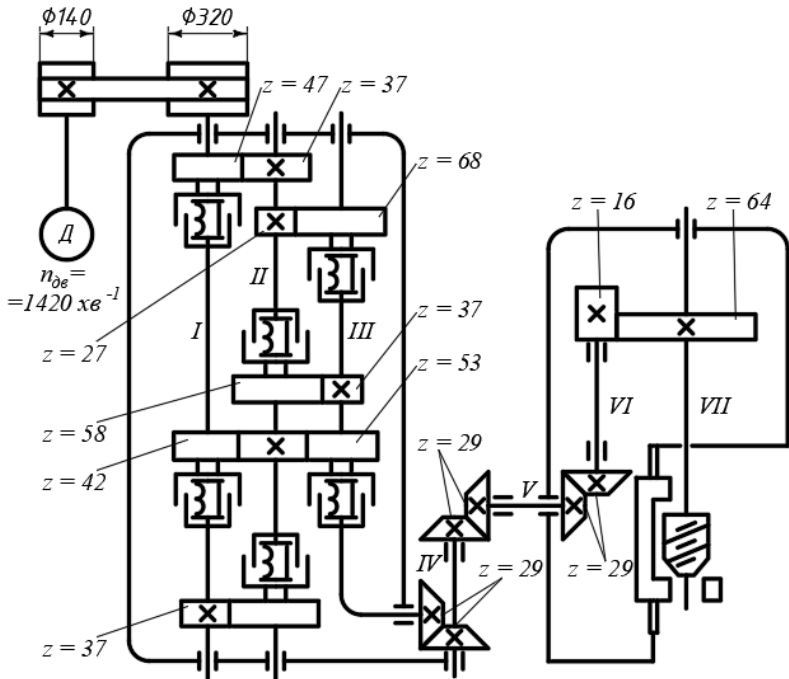


Рис. 1.1. Кінематична схема коробки швидкостей зубофрезерного верстата (приклад)

1.1.2.1. Побудова структурної сітки

Кількість ступенів z частот обертання шпинделя при налагоджуванні послідовно увімкненими груповими передачами дорівнює добутку кількості груп передач n :

$$z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \dots \cdot P_1 \cdot \dots \cdot P_n,$$

Для коробки швидкостей, зображеної на рис. 1.2,а, маємо

$$z = 4 \cdot 2 = 8;$$

$$z = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8.$$

Згідно рис. 1.2, а кінцева формула запишеться наступним чином (рис. 1.2, б):

$$z = P_1(x_0) \cdot P_2(x_1),$$

де: P_1 та P_2 – кількість груп передач відповідно між валами I та II, I та III;

x_0 та x_1 – кількість передач в кожній групі;

$x_0=1$ – основна група передач;

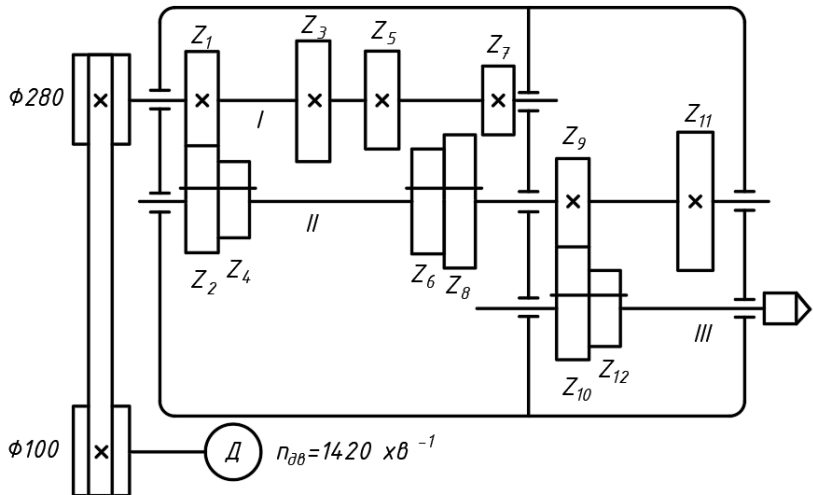
x_1 – перша переборна група передач.

Якщо коробка швидкостей (структурна сітка) має дві та більше переборні групи, то

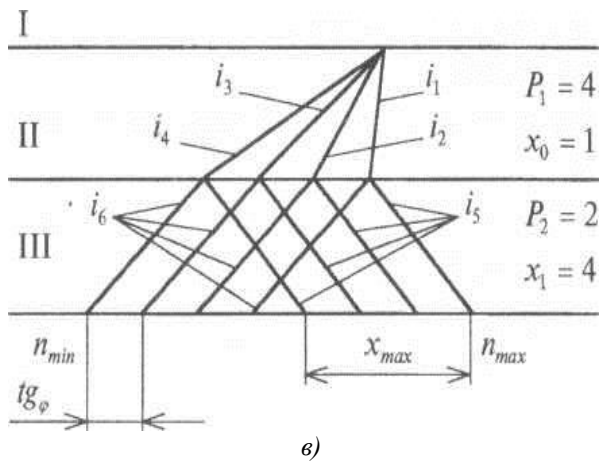
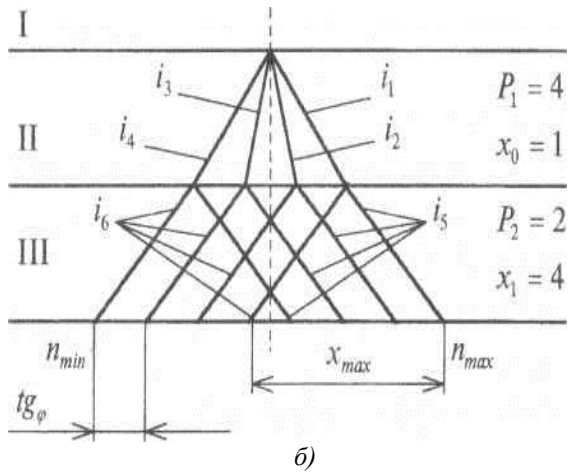
$$x_2 = P_1 \cdot P_2,$$

$$x_3 = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3$$

і т.д.



а)



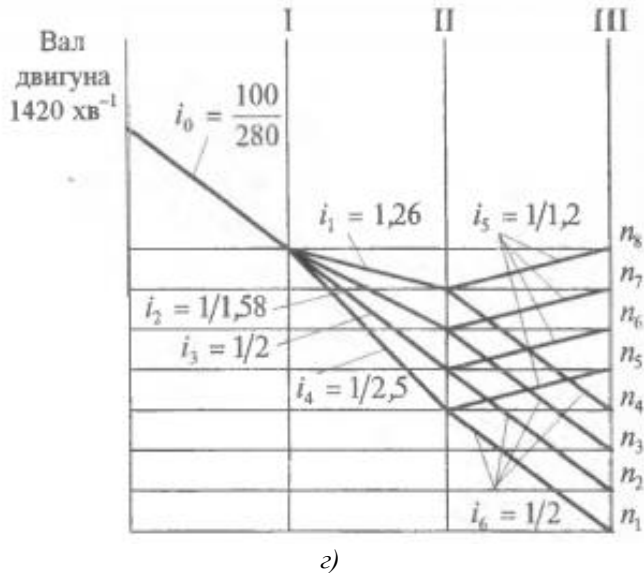


Рис. 1.2. До аналізу тритвальної коробки швидкостей:
 а – кінематична схема;
 б, в – структурні сітки;
 г – графік частот обертання валів

При конструюванні коробок швидкостей, що мають два вали і більше, із зміною ступенів n за законом геометричної прогресії відношення передатних відношень замінюють відношеннями φ з різними ступенями x , тобто

$$i_1: i_2: i_3: \dots: i_p = i: \varphi^x: \varphi^{2x}: \dots: \varphi^{(p-1)x},$$

де: x - ціле чнсло, що називається *характеристикою групи передач*.

Для запобігання надзвичайно великих діаметрів зубчастих коліс та габаритних розмірів коробки швидкостей встановлені наступні передатні відношення між двома послідовно з'єднаними валами:

$$\frac{1}{4} \leq i \leq 2.$$

Звідси знаходиться найбільший діапазон регулювання передатного відношення групової передачі:

$$(D_{i_{\max}})_{\text{гран}} = \left(\frac{i_{\max}}{i_{\min}} \right)_{\text{гран}} = \frac{2}{\frac{1}{4}} \leq 8.$$

Тепер розглянемо діапазон регулювання передатних відношень групових передач між валами **I** та **II** за прикладом рис. 1.2, б:

$$\text{I - II: } D_{i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_1}{i_2} = \varphi^{(P_1-1) \times n} = \varphi^{(4-1)1} = \varphi^3.$$

Для коробки швидкостей універсальних верстатів $\varphi = 1,26$, тому

$$D_{i_{\max}} = \varphi^3 = (1,26)^3 = 2.$$

Якщо прийняти, що

$$i_{\max} = i_1 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,26},$$

тоді

$$i_{\min} = i_4 = \frac{i_{\max}}{D_{i_{\max}}} = \frac{\frac{1}{4}}{4^3} = \frac{1}{4^4} = \frac{1}{256}.$$

Проміжні значення передатних відношень (див. рис. 1.2, б, в):

$$i_2 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,58}; \quad i_3 = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{2}.$$

Для передатних відношень групових передач між валами **II** та **III** за прикладом рис. 1.2, маємо:

$$\text{II - III: } D_{i_{\max}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{i_5}{i_6} = \varphi^{(P_2-1) \times o} \varphi^{(2-1)4} = \varphi^4 = (1,26)^4 = 2,5.$$

Прийmemo, наприклад, $i_{\max} = i_5 = \varphi = 1,26$, тоді

$$i_{\min} = i_6 = \frac{i_{\max}}{D_{i_{\min}}} = \frac{\varphi}{\varphi^4} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{1}{2}.$$

Значення показників ступеня для φ залежить від:

- заданої мінімальної та максимальної частоти обертання шпинделя,
- частоти обертання якоря електродвигуна;
- кількості ступенів частот обертання шпинделя .

Маючи значення передатних відношень, структурна сітка коробки коробки швидкостей буде мати вигляд, що зображений на рис. 1.2, в.

1.1.2.2. Побудова графіка частот обертання шпинделя

Графік частот обертання вихідного вала будь-якої кінематичної структури (наприклад, шпинделя) будують за наступною послідовністю дій:

1. На однаковій відстані одна від одної проводять вертикальні лінії, кількість яких дорівнює кількості валів коробки швидкостей, додаючи вал електродвигуна (якщо має місце проміжна передача між двигуном та коробкою).

2. На відстані, яка дорівнює $1g\varphi$, проводять горизонтальні лінії (по кількості частот обертання), яким надають (знизу вгору) порядкові номери частот обертання від n_{\min} до n_{\max} (для даного прикладу від n_1 , до n_8).

Промені, що проведені між вертикальними лініями, позначають передачу між двома валами з відповідними передатними відношеннями, які визначені раніше.

3. За знайденими передатними відношеннями визначають кількість зубів зубчастих коліс.

В верстатобудуванні нормалізованими є:

- міжосьові відстані
- суми кількостей зубів спряжених коліс,
- кількість зубів зубчастих коліс;
- їх (зубчастих коліс) модулі m .

Наприклад:

$$m=(\dots; 2,0; 2,25; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8,0; \dots) \text{ мм.}$$

При постійній відстані між осями ведучого та веденого валів та однаковому модулі коліс групи передач сума зубців кожної пари зубчастих коліс є величиною сталою, тобто:

$$\begin{aligned} \sum z &= z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = z_7 + z_8 = \\ &= z_9 + z_{10} = z_{11} + z_{12} = \text{const.} \end{aligned}$$

Передатні відношення пар зубчастих коліс, які можуть знаходитись в зачіпленні при переключенні блоків зубчастих коліс в коробці швидкостей (див. рис. 1.2, а), визначаються:

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{1,26}; \quad i_2 = \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{1,58}; \quad i_3 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{1}{2};$$

$$i_4 = \frac{z_7}{8} = \frac{1}{2,5}; \quad i_5 = \frac{z_9}{z_{10}} = 1,26; \quad i_6 = \frac{z_{11}}{z_{12}} = \frac{1}{2}.$$

4. Якщо прийняти $\sum z = 72$, то можна визначити всі кількості зубів зубчастих коліс.

5. Аналогічним чином будується графік частот обертання шпинделя при безступеневому регулюванні частоти його обертання. При цьому враховуються найменша $n_{дв\min}$ та найбільша $n_{дв\max}$ частоти обертання ротора електродвигуна, як правило, постійношного струму.

1.2. Обладнання та інструменти

1. Токарно-гвинторізний верстат моделі 16К20ФЗРМ132.
2. Штангенциркуль з межами вимірювання 0 ... 250 мм.
3. Штангенциркуль з межами вимірювання 0 ... 125 мм з глибиноміром.

1.3. Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з правилами техніки безпеки.
2. Увімкнути живлення верстата. Зняти огороження, кожухи, відкрити кришку для доступу до приводу головного руху.
3. Ознайомитись з будовою коробки швидкостей, визначити призначення та принцип дії кожного механізму.
4. Прослідкувати шляхи руху передачі руху від електродвигуна до шпинделя коробки швидкостей.
5. Визначити механізми, за допомогою яких змінюються частоти обертання шпинделя.
6. Уважно роздивитись та визначити тип, будову та розташування опор всіх валів.
7. Користуючись умовними зображеннями елементів кінематичних ланцюгів (табл. 1.1), послідовно (на шляху передачі руху від двигуна до шпинделя) скласти ескізу кінематичну схему коробки швидкостей, витримуючи співвідношення розмірів деталей в приблизному масштабі, тобто зберігаючи пропорцію деталей. Вказати характер посадок на вали шківів, зубчастих коліс, муфт, гальм та інших деталей. Взаємно розташувати вали на схемі так, щоб існуючі на верстаті варіанти зачіплення зубчастих коліс були зображені ясно та чітко.

8. Зобразити на схемі опори валів, показати відповідними умовними позначеннями типи підшипників, що підтримують кожен із кінців валів.

9. Послідовно, починаючи від джерела руху, визначити параметри ланцюгів кожної кінематичної пари:

- діаметри шківів;
- кількість зубів;
- діаметри зубчастих коліс.

10. Визначити модулі зубчастих коліс (див. вирази 1.1 - 1.3) із занесенням результатів розрахунків до табл. 1.2.

11. Визначити всі частоти обертання шпинделя при граничних значеннях частот обертання двигуна головного руху. Результати занести до табл. 1.3.


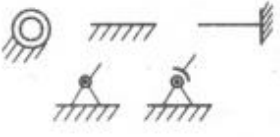
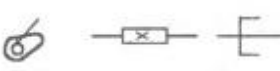
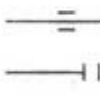

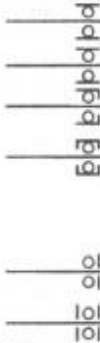
12. Побудувати структурну сітку.











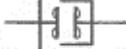




13. Побудувати графік частот обертання шпинделя.


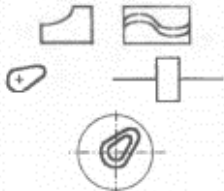

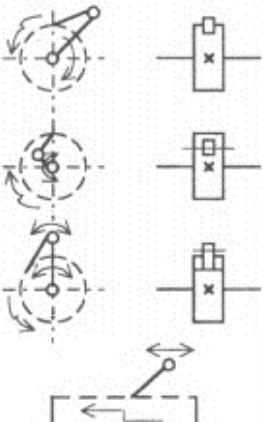
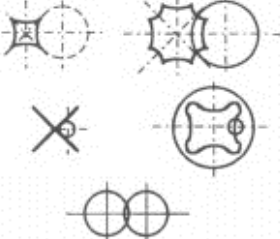
14. Оформити звіт по роботі.













Таблиця 1.1


Умовні зображення елементів кінематичних ланцюгів

№	Найменування	Умовне позначення
1.	Вал, вісь, стержень, шатуни тощо.	
2.	Нерухома ланка (стійка). Для зазначення нерухомості будь-якої ланки частина його контуру покривається штрихуванням	
3.	Нерухоме з'єднання деталі з валом, стержнем	
4.	Підшипники ковзання та кочення на валу (без уточнення типу): - радіальні - упорні	
5.	Підшипники ковзання: - радіальні - радіально-упорні: • односторонні • двосторонні - упорні: • односторонні • двосторонні	
6.	Підшипники кочення: - радіальні - радіально-упорні: • односторонні • двосторонні - упорні: • односторонні • двосторонні	

7.	Муфта. Загальне позначення без уточнення типу	
8.	Муфта незчіпна (некерована):	
	- глуха	
	- пружна	
	- компенсуюча	
9.	Муфта зчіпна (керована):	
	- загальне позначення	
	- одностороння	
	- двостороння	
10.	Муфта зчіпна механічна:	
	- синхронно-зубчата	
	- асинхронна, фрикційна	
11.	Муфта зчіпна електрична	
12.	Муфта зчіпна гідравлічна або пневматична	
13.	Муфта автоматична (самодіюча):	
	- загальне позначення	
	- обгінна (вільного ходу)	
	- центробіжна фрикційна запобіжна	
	- з елементом, що руйнується	
	- з елементом, що не руйнується	

14.	Гальмо. Загальне позначення без уточнення типу	
15.	Кулачки плоскі: – повздовжнього переміщення – що обертаються – пазові, що обертаються	
16.	Кулачки барабанні: – циліндричні – конічні – криволінійні	
17.	Храпові зубчаті механізми: – із зовнішнім зачіпленням одностороннім – із внутрішнім зачіпленням одностороннім – із зовнішнім зачіпленням двостороннім – з рейковим зачіпленням	
18.	Мальтійські механізми з радіальним розташуванням пазів в мальтійському хресті: – із зовнішнім зачіпленням – із внутрішнім зачіпленням – загальне позначення	

19.	Шків струпінчастий, закріплений на валу	
20.	Передача ременем (пасом):	
	– без уточнення типа ременя	
	– плоским	
	– клиновидним	
	– круглим	
	– зубчатим	
21.	Передача ланцюгом. Загальне позначення без уточнення типу ланцюга	
22.	Передача зубчата (циліндрична). Зовнішнє зачіплення (загальне позначення без врахування типу зубів)	
23.	Передача зубчата з валами, що перетинаються, та конічна. Загальне позначення без врахування типу зубів	
24.	Передача черв'ячна з циліндричним черв'яком	
25.	Гвинт, що передає рух	
26.	Гайка на гвинті, що передає рух:	
	– нероз'ємна	
	– нероз'ємна з шариками	
	– роз'ємна	

27.	Передача зубчата рейкова. Загальне позначення без уточнення типу зубів.	
-----	---	---

Таблиця 1.2

Розрахунок модулів зубчатих коліс

Позначення	Кількість зубів, z , шт.	Зовнішній діаметр, D_a , мм	Модуль зачіплення m , мм, розрахований за формулами				Остаточний прийнятий модуль m , мм
			1.2	прийнятий	1.3	прийнятий	

Таблиця 1.3

Розрахунок частот обертання шпинделя

Частота обертання двигуна, $n_{дв\min}$, $хв^{-1}$	Частота обертання шпинделя, $n_{шп}$, $хв^{-1}$	Частота обертання двигуна $n_{дв\max}$, $хв^{-1}$	Частота обертання шпинделя $n_{шп}$, $хв^{-1}$

Таблиця 1.4

Порівняння розрахункових та фактичних (дійсних) інтервалів та діапазонів частот обертання шпинделя

№ з/п	Інтервали частот обертання		Діапазони частот обертання	
	розрахункові	рфактичні	розрахункові	фактичні

1.4. Зміст звіту

1. Назва та мета роботи.
2. Перелік матеріального забезпечення та основні характеристики його складових.
3. Короткі теоретичні відомості про методи визначення модулів зубчастих коліс, ряду частот обертання шпинделя, послідовність побудови структурної сітки та графіка частот обертання шпинделя.
4. Результати замірів та підрахунків у вигляді табл. 1.2 та табл. 1.3.
5. Структурна сітка швидкостей обертання шпинделя.
6. Графік частот обертання валів коробки швидкостей.
7. Розрахункові та фактичні інтервали та діапазони обертання шпинделя та порівняння їх з фактичними. Результати завести у табл. 1.4.
8. Короткі висновки.

1.5. Контрольні запитання

1. Формули для експериментального визначення основних геометричних характеристик зубчастих коліс.
2. Послідовність побудови структурної сітки.
3. Послідовність побудови графіків частот обертання вихідного валу коробки швидкостей.
4. Формули визначення передатних відношень на графіку частот обертання.
5. Особливості побудови графіка частот обертання вихідного вала коробки при плавному (безступеневому) регулюванні обертання вала електродвигуна.