Лабораторна робота № 1

СКЛАДАННЯ З НАТУРИ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ КОРОБКИ ШВИДКОСТЕЙ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 16К20Ф3РМ132

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 зубчатих коліс **m** можна визначити за наступними формулами:

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

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

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

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

Зовнішні діаметри зубчастих коліс $\mathbf{D_a}$ вимірюють штангенциркулем або кронциркулем.

Наприклад:

При **z** = 40 $\mathbf{D_a}$ = 125,5мм.
Тоді **m** = 125,5/(40+2) = 2,98 мм, закруглюємо до **m** = 3 мм.

При **z** = 45 $\mathbf{D_a}$ = 141,4мм.
Тоді **m** = 141,4/(45+2) = 3,009 мм, закруглюємо до **m** = 3 мм.

Частота обертання шпинделя визначається за рівнянням кінематичного балансу головного руху:

$$\mathbf{n}_{\text{дв}} \cdot (\mathbf{i}_{\text{п.п.}} \cdot \mathbf{0,985}) \cdot \mathbf{i}_{\text{к.ш.}} = \mathbf{n}_{\text{шп}}, \qquad (1.4)$$

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

$\mathbf{i}_{\text{п.п.}}$ – передатне відношення поліклинової пасової передачі;

$\mathbf{i}_{\text{к.ш.}}$ – загальне передатне відношення коробки швидкостей;

$\mathbf{n}_{\text{дв}} \cdot \mathbf{i}_{\text{п.п.}} \cdot \mathbf{0,985} = \text{C}$ – частота обертання валу I коробки швидкостей. Ця величина для кожного верстата, що має пасову передачу та одношвидкісний електродвигун, стала.

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

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

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

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

Тут в квадратних дужках […] вказані стандартні значення частот обертання шпинделя, які за потреби приймаються після закруглення.

1.1.2. Елементи кінематичного аналізу коробки швидкостей

Побудова графіка частот обертання всіх валів привола 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.

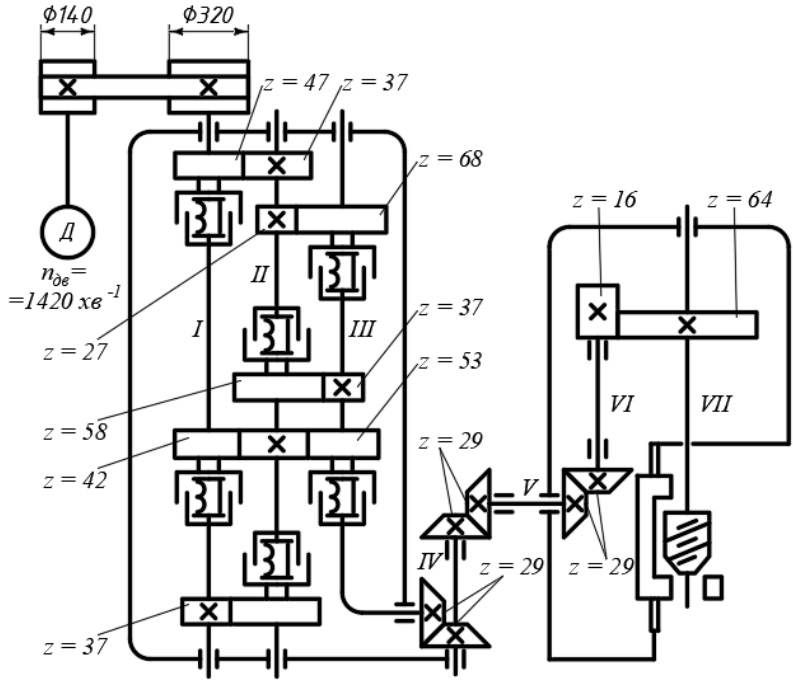


Рис. 1.1. Кінематична схема коробки швидкостей зубофрезерного верстата (приклад)

1.1.2.1. Побудова структурної сітки

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

$$\mathbf{z = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3 \cdot \ldots \cdot P_i \cdot \ldots \cdot P_n}.$$

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

$$\mathbf{z} = 4 \cdot 2 = 8;$$

$$\mathbf{z} = 2 \cdot 2 \cdot 2 = 8.$$

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

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

де: $\mathbf{P_1}$ та $\mathbf{P_2}$ – кількість груп передач відповідно між валами I та II, I та III;

$\mathbf{x_0}$ та $\mathbf{x_1}$ – кількість передач в кожній групі;

$\mathbf{x_0}$=1 – основна група передач;

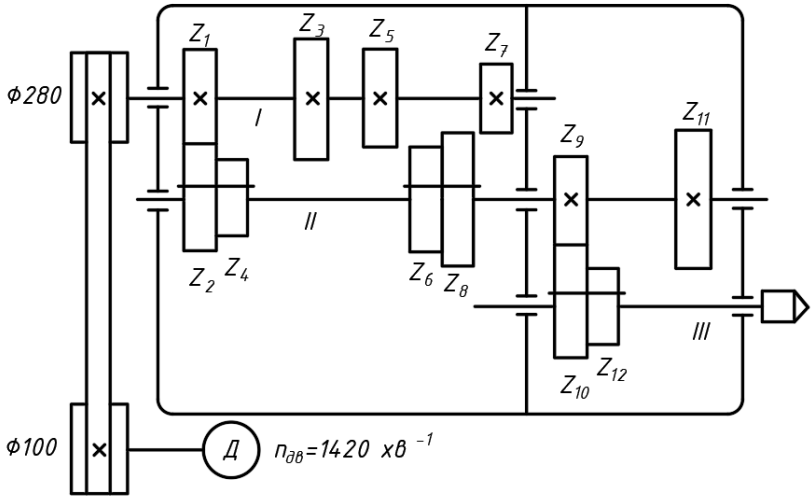
$\mathbf{x_1}$ – перша переборна група передач.

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

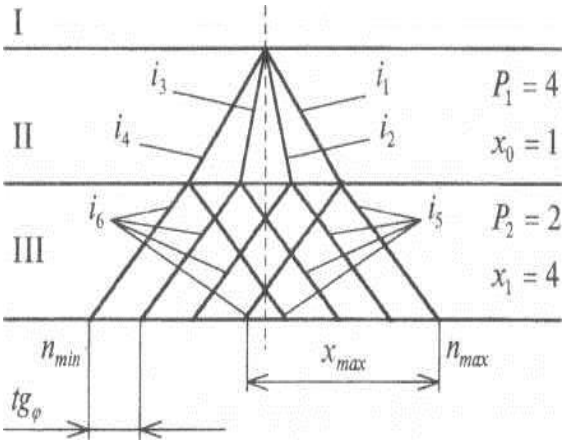
$$\mathbf{x_2 = P_1 \cdot P_2,}$$

$$\mathbf{x_3 = P_1 \cdot P_2 \cdot P_3}$$

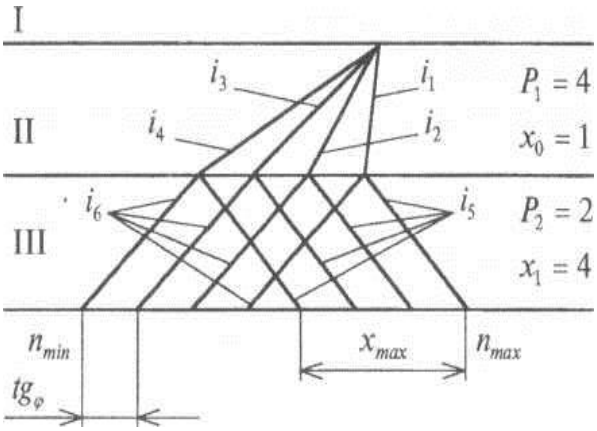
і т.д.



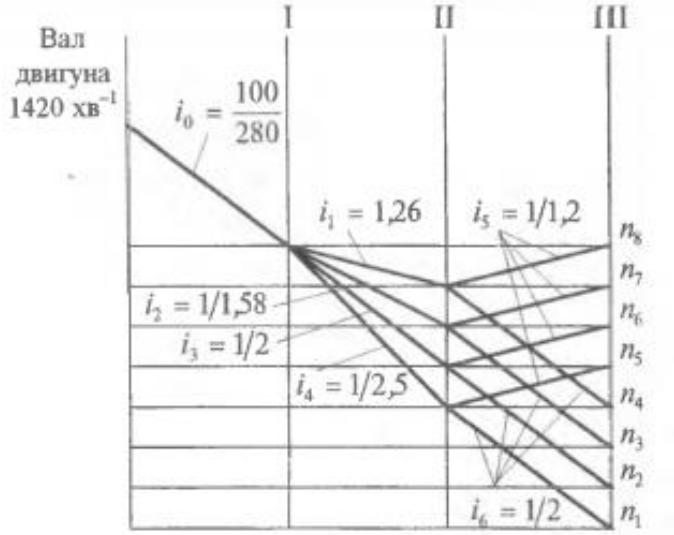
а)


I
II
III
i_1
i_2
i_3
i_4
i_5
i_6
$P_1 = 4$
$x_0 = 1$
$P_2 = 2$
$x_1 = 4$
n_{min}
x_{max}
n_{max}
tg_φ

б)


I
II
III
i_1
i_2
i_3
i_4
i_5
i_6
$P_1 = 4$
$x_0 = 1$
$P_2 = 2$
$x_1 = 4$
n_{min}
x_{max}
n_{max}
tg_φ

в)



г)

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

При конструюванні коробок швидкостей, що мають два вали і більше, із зміною ступенів $\boldsymbol{n}$ за законом геометричної прогресії відношення передатних відношень замінюють відношеннями $\boldsymbol{\varphi}$ з різними ступенями **x**, тобто

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

Де **x** – ціле число, 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:

$$\mathbf{\frac{1}{4} \le i \le 2}.$$

Звідси знаходиться найбільший діапазон регулювання передатного відношення групової передачі:

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

Тепер розглянемо діапазон регулювання передатних відношень групових передач між валами (*рис. 1.2*, *б*):

$$\textbf{I - II: } \mathbf{Di_{max}} = \frac{\mathbf{i_{max}}}{\mathbf{i_{min}}} = \frac{\mathbf{i_1}}{\mathbf{i_2}} = \boldsymbol{\varphi}^{(\mathbf{P_1}-\mathbf{1})\mathbf{x_n}} = \boldsymbol{\varphi}^{(\mathbf{4}-\mathbf{1})\mathbf{1}} = \boldsymbol{\varphi}^{\mathbf{3}}.$$

Для коробки швидкостей універсального верстата $\boldsymbol{\varphi} = 1{,}26$, тому

$$\mathbf{Di_{max}} = \boldsymbol{\varphi}^{\mathbf{3}} = (1{,}26)^3 = 2.$$

Якщо прийняти, що

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

тоді

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

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

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

$$\underline{\text{II – III: } \mathbf{Di_{max}} = \frac{\mathbf{i_{max}}}{\mathbf{i_{min}}} = \frac{\mathbf{i_5}}{\mathbf{i_6}} = \boldsymbol{\varphi}^{(\mathbf{P_2}-\mathbf{1})\mathbf{x_0}}\ \boldsymbol{\varphi}^{(\mathbf{2}-\mathbf{1})\mathbf{4}} = \varphi^4 = (1{,}26)^4 = 2{,}5}.$$

Приймемо, наприклад, $\mathbf{i_{max}} = \mathbf{i_5} = \boldsymbol{\varphi} = 1{,}26$, тоді

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

Значення показників ступеня для $\boldsymbol{\varphi}$ 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, привода 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 швидкостей);

2. на відстані, яка дорівнює $\mathbf{1g\,\varphi}$, проводять горизонтальні лінії (по кількості частот обертання), яким надають (знизу вгору) порядкові номери частот обертання від $\mathbf{n_{min}}$ до $\mathbf{n_{max}}$ (для даного прикладу від $\mathbf{n_1}$, до $\mathbf{n_8}$). Промені, що проведені між вертикальними лініями, позначають передачу між двома валами з відповідними переданими відношеннями, які визначені раніше;

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

В верстатобудуванні міжосьові відстані, суми кількостей зубів спряжених коліс, кількість зубів зубчатих коліс та їх модулі нормалізовані.

Наприклад, для модулів **м** зубчастих коліс, маємо:

м = (…; 2,0; 2,25; 3,0; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 7,0; 8;0; …) мм.

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

$$\sum \mathbf{z} = \mathbf{z_1} + \mathbf{z_2} = \mathbf{z_3} + \mathbf{z_4} = \mathbf{z_5} + \mathbf{z_6} = \mathbf{z_7} + \mathbf{z_8} = \\ = \mathbf{z_9} + \mathbf{z_{10}} = \mathbf{z_{11}} + \mathbf{z_{12}} = \mathbf{const.}$$

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

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

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

4. Якщо прийняти $\sum \mathbf{z} = 72$, 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 $\mathbf{n}_{\text{дв}_{\mathbf{min}}}$ та найбільша $\mathbf{n}_{\text{дв}_{\mathbf{max}}}$ частоти обертання ротора електродвигуна.

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. Вимкнути живлення всрстата. Зняти огородження, кожухи, відкрити кришку для доступу до коробки швидкостей 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 елемснтів кінематичних ланцюгів (*табл. 1.1*), послідовно (на шляху передачі руху від двигуна до шпинделя) скласти ескізну кінематичну схему коробки швидкостей, витримуючи спввідношення розмірів деталей в приблизному масштабі, тобто зберігаючи пропорцію деталекоробки швидкостей . Вказати характер посадок на вали шківів, зубчастих коліс, муфт, гальм та інших деталей. Взаємно розташувати вали на схемі так, щоб існуючі на верстаті варіанти зачіплень зубчастих коліс були зображені ясно та чітко.
8. Зобразити на схемі опори валів, показати відповідними умовними позначеннями типи підшипників, що підтримують кожний з кінцв валів.
9. Послідовно, починаючи від джерела руху, визначити параметри ланцюгів кожної кінематичної пари:

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

10. Визначити модулі **м** зубчастих коліс 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.

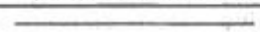
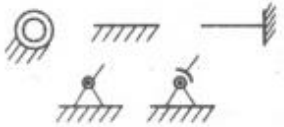
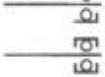
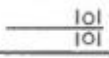
13. Побудувати графік частот обертання шпинделя.

14.Побудувати дійсні та розраховані інтервали та діапазони частот обертання шпинделя.

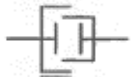
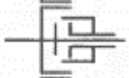
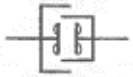
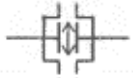
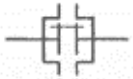
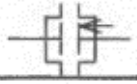
15. Оформити звіт по роботі.

Таблиця 1.1

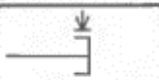
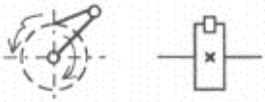
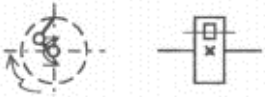
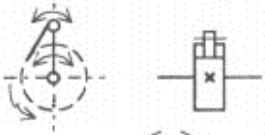
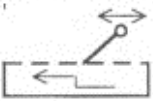
Умовні зображення елементів кінематичних ланцюгів

№	Найменування	Умовне позначення
1.	Вал, вісь, стержень, шатун 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	

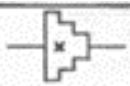
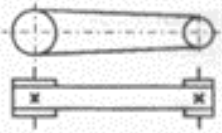
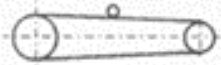
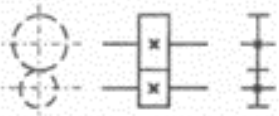
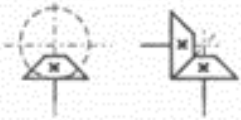
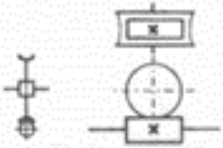
Продовження табл. 1.1

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	

Продовження табл. 1.1

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 односторонні	
	– із внутрішнім зачіпленням односторонні	
	– із зовнішнім зачіпленням двосторонні	
	– з рейковим зачіпленням	
18.	Мальтійські механізми з радіальним розташуванням пазів в мальтійському хресті:	
	– із зовнішнім зачіпленням	
	– із внутрішнім зачіпленням	
	– загальне позначення	

Продовження табл. 1.1

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	

Закінчення табл. 1.1

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

Таблиця 1.2

Розрахунок модулів **м** *зубчастих коліс*

Позначення	Кількість зубів, **z**, шт.	Зовнішній діаметр, $\mathbf{D_a}$, мм.	Модуль зачіплення **m** (мм), вирахуваний за формулами				Остаточно прийнятий модуль **m**, мм
			1.2	прийнятий	1.3	прийнятий	

Таблиця 1.3

Розрахунок частот обертання шпинделя

Частота обертання двигуна, $\mathbf{n_{двmin}}$, $хв^{-1}$	Частота обертання шпинделя, $\mathbf{n_{шп}}$, $хв^{-1}$	Частота обертання двигуна $\mathbf{n_{двmax}}$, $хв^{-1}$	Частота обертання шпинделя $\mathbf{n_{шп}}$, $хв^{-1}$

Таблиця 1.4

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

№ з/п	Інтервали частот обертання		Діапазони частот обертання	
	розрахункові	фактичні	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 для різних положень важеля перемикання частот обертання шпинделя I, II, III.
7. Розрахункові та фактичні інтервали та діапазони обертання шпинделя та порівняння їх з фактичними. Результати занести у *табл. 1.4.*
8. Короткі висновки.

1.5. Контрольні запитання

1. Формули для експериментального визначення основних геометричних характеристик зубчатих коліс.
2. Послідовніть побудови структурної сітки.
3. Послідовність побудови графіки частот обертання вихідного валу коробки швидкостей.
4. Формули визначення передатних відношень на графіку частот обертання.

5. Особливості побудови графіка частот обертання вихідного вала коробки швидкостей при плавному (безступеневому) регулювані обертання вала електродвигуна.