



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

**Кафедра приладів та контрольно-
вимірювальних систем**

**ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЛАДНИХ
РЕДУКТОРІВ ТА ЇХ ДЕТАЛЕЙ**

**Методичні вказівки з виконання
лабораторної роботи № 1,2,3**

**з дисципліни "ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ
ПРИЛАДІВ"**

Методичні вказівки розробив старший викладач кафедри приладів і контрольно-вимірювальних систем Ю.І. Наконечний.

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри приладів і контрольно-вимірювальних систем, протокол № ____ від _____ 20 р.

Схвалено на засіданні методичної комісії факультету ФРК ТНТУ ім. Івана Пулюя, протокол № ____ від _____ 20 р.

Зміст

Мета роботи	4
1. Загальні відомості	4
2. Порядок виконання роботи	11
3. Визначення основних параметрів зачеплення редукторів із різними видами передач	15
3.1. Циліндрична прямозуба передача	15
3.2. Циліндрична косозуба передача	16
3.3. Конічна прямозуба передача	17
3.4. Черв'ячна передача	19
4. Оформлення звіту про виконану роботу	20
5. Запитання для самоконтролю	21
Рекомендована література	24
Додаток А Умовні графічні позначення в кінематичних схемах	25
Додаток Б Рекомендовані поля допусків та граничні відхили валів і отворів	27
Додаток В Загальні рекомендації по застосуванню посадок	28
Додаток Г Способи нанесення розмірів та їх граничних відхилів	30
Додаток Б Робочі креслення типових деталей приладних редукторів	31

Мета роботи

- вивчення типових конструкцій приладних редукторів на прикладах реальних механізмів;
- визначення основних параметрів зубчастих і черв'ячних приладних передач;
- побудова кінематичних схем приладних механізмів та робочих креслень деталей зубчастих передач.

1 Загальні відомості

В сучасних приладах в якості приводів робочих ланок широко застосовують електромеханічні приводи, які складаються з електродвигуна (джерела енергії) та редуктора разом з апаратурою управління. Редуктори тут призначені для узгодження кутових швидкостей і обертових моментів електродвигунів і робочих ланок.

Редукторами називають зубчасті передачі, розміщені в окремому жорсткому корпусі або на жорсткій плиті чи рамі, які призначені для зниження кутової швидкості від двигуна до робочої ланки. Подібні передачі, але призначені для підвищення швидкості обертання веденого вала, називають *мультиплікаторами*. Редуктори широко застосовують у приладах точної механіки. Вони дуже різноманітні за своїми кінематичними схемами та конструктивним виконанням.

Особливості конструкцій і вимоги до редукторів у першу чергу визначаються призначенням приладу, для якого вони спроектовані. Редуктори *нерегульованого силового приводу* повинні мати високий коефіцієнт корисної дії (к.к.д.), великий ресурс роботи, часто високу плавність роботи. Редуктори *стежних приводів*, а також швидкодіючих *старт-стопних* механізмів повинні

бути реверсивними, мати мінімальний мертвий хід та інерційність. Редуктори *перетворювачів*, які вимагають підвищеної точності узгодження руху вхідної та вихідної ланок, а також *прецезійні відлікові передачі* повинні мати мінімальне тертя, мертвий хід і підвищену кінематичну точність.

За конструктивним виконанням редуктори бувають *закритими* (рис.1.1а; рис. 1.2) та *відкритими* (рис. 1.1б; рис. 1.5 та рис. 1.6). Закриті застосовують в тих випадках, коли необхідно захистити передачі від впливу навколишнього середовища. При застосуванні рідкого мастила також використовують закриті виконання. Якщо редуктор безпосередньо з'єднаний з електродвигуном, то отримаємо єдиний агрегат, який називають *мотор - редуктор* (рис. 1.3). Якщо ж корпус електродвигуна і редуктора складає одне ціле, то такий агрегат називають *редукторним електродвигуном* (рис. 1.4).

При невеликих навантаженнях і відсутності рідкого мастила редуктори часто виконують відкритими. Відкриті передачі, як правило, монтують на платах. Компоновка передач на одній платі відрізняється простотою конструкції і застосовується як в одиничному, так і в масовому виробництві (рис. 1.5). Для приладобудування характерна також компоновка передач на двох платах (рис.1.6).

У серійному та масовому виробництвах застосовують редуктори з литими або штампованими корпусами. В одиничному та дрібносерійному виробництві економічно доцільніше складати корпус редуктора з окремих деталей простої форми із застосуванням зварювання, паяння, склеювання. Невеликі корпуси можна виготовляти з однієї заготовки шляхом її механічної обробки.

Вали в більшості випадків монтують у корпусах на підшипниках кочення. Отвори під підшипники для забезпечення їх співвісності розточують сумісно. Якщо вони розміщені в різних деталях (наприклад, корпус і кришка),

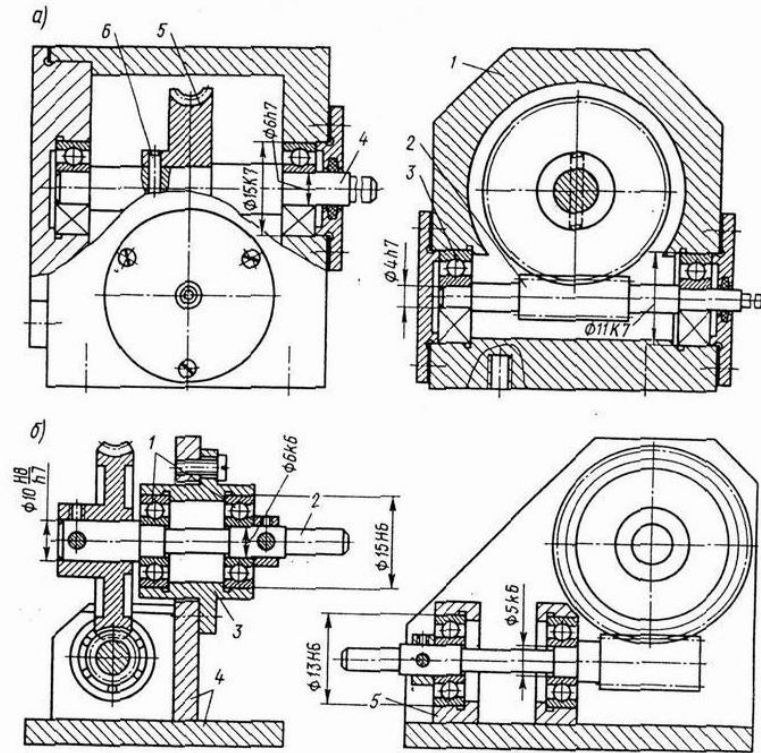


Рисунок 1.1 - Черв'ячний редуктор стрічкопротяжного механізму ЕВМ у закритому (а) та відкритому (б) виконанні

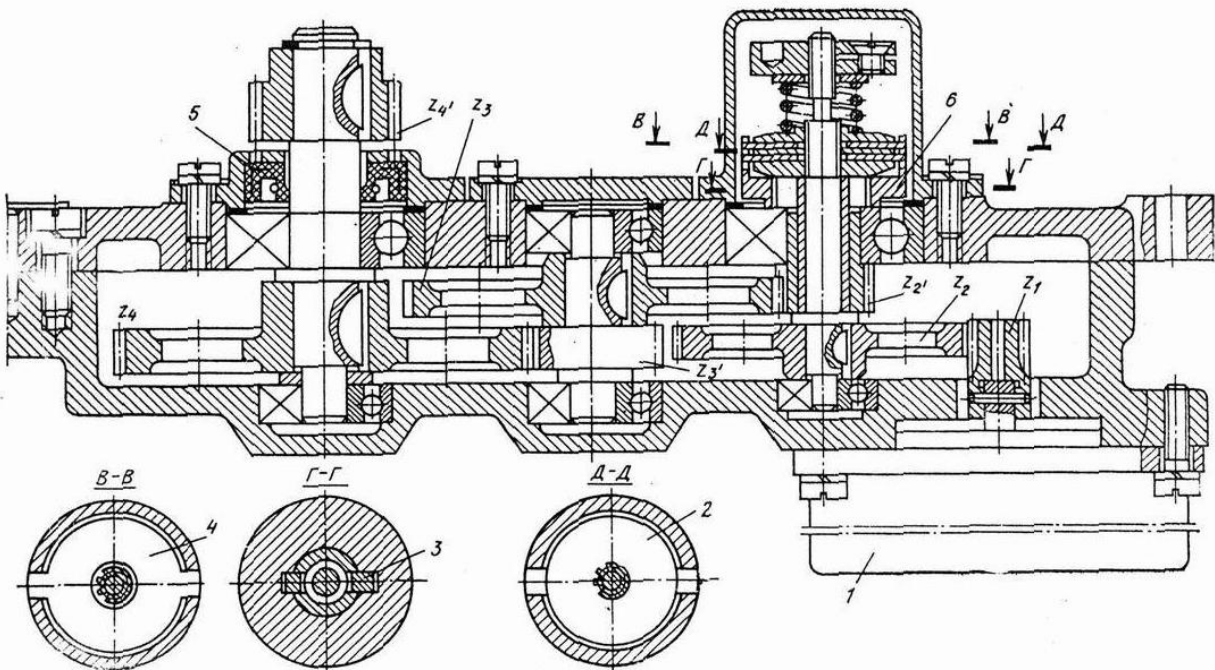


Рисунок 1.2 - Редуктор приводу обертання антени РЛС

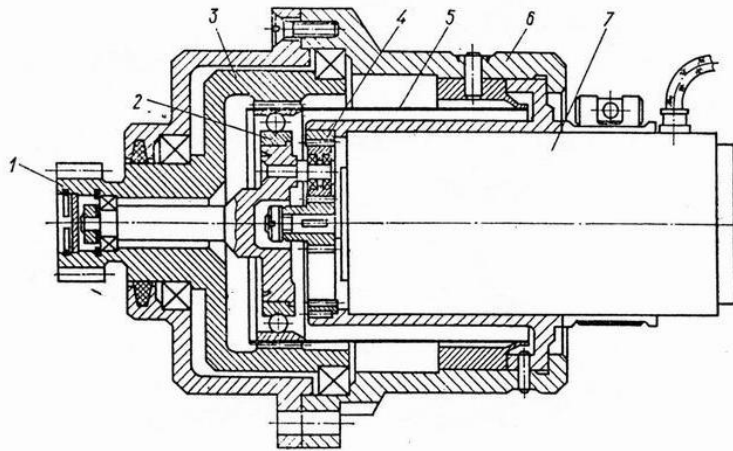


Рисунок 1.3 - Конструкція мотор-редуктора з хвильовою та планетарною передачами

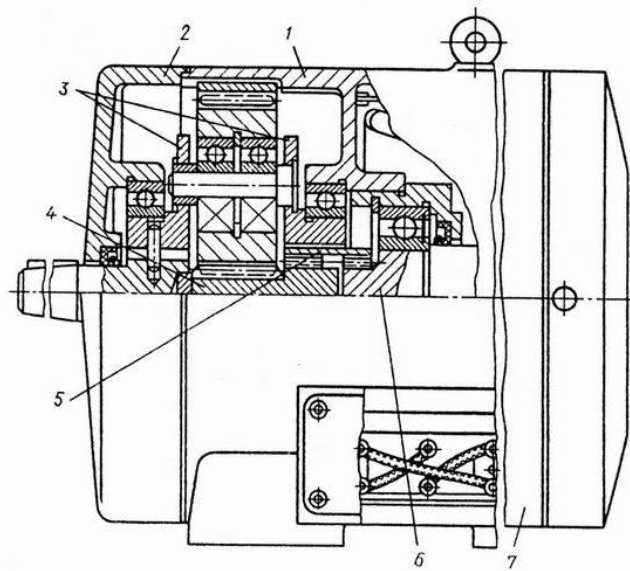


Рисунок 1.4 - Конструкція редукторного електродвигуна

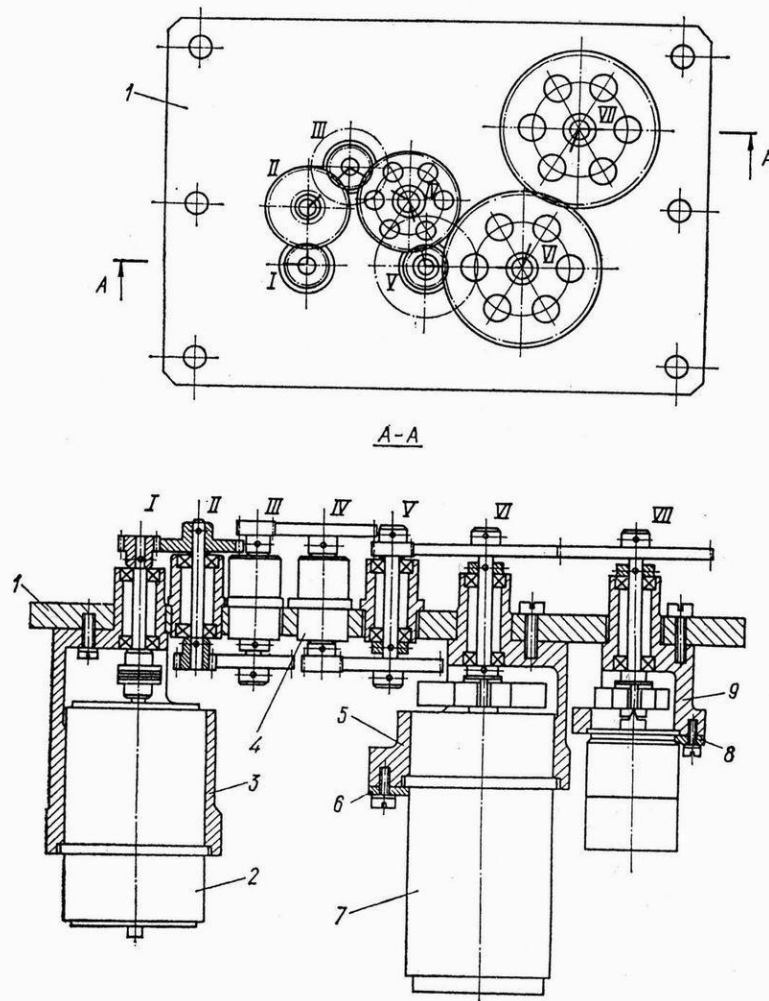


Рисунок 1.5- Конструкція одноплатного зубчастого редуктора системи управління

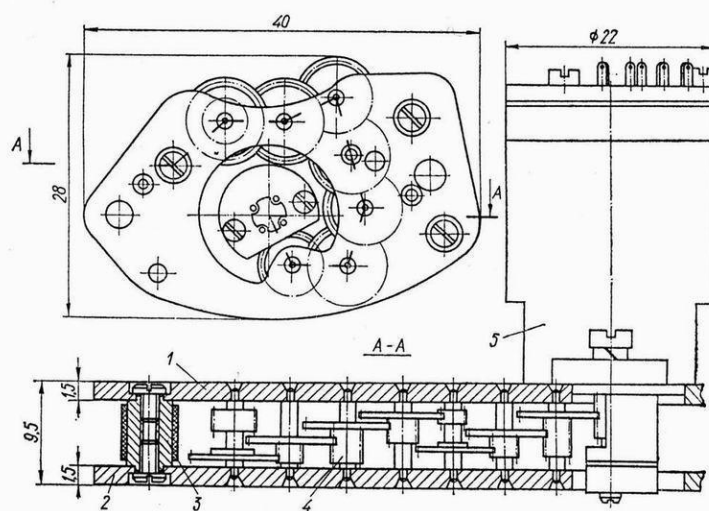


Рисунок 1.6 - Конструкція двоплатного приладного редуктора

то потрібно забезпечити їх фіксацію в процесі обробки та експлуатації з допомогою штифтів і болтів. Наскрізні отвори під підшипники, як правило, закривають кришками з обох боків.

Регулювання осьових зазорів валів здійснюють шліфуванням внутрішніх упорних поверхонь кришок підшипників або торців спеціальних дистанційних кілець. У точних кінематичних передачах осьовий зазор складає 0,01...0,02мм, а в передачах середньої точності – 0,03...0,05мм.

Регулювання міжцентрової відстані редукторів у більшості випадків неможлива, тому розточування гнізд під підшипники виконують з високою точністю на координатно-розточувальних верстатах.

У приладних і силових редукторах із зубчастими та черв'ячними передачами при колових швидкостях більше 3м/с рекомендується змащування рідкими мастилами (наприклад, індустріальним 12 або 30) шляхом занурення або розбризкування. При швидкостях менших 3м/с для приладних механізмів застосовуються консистентні мастила типу ЦИАТИМ-201, 203 або ОКБ-122-7, які надійні в експлуатації як при високих (до +80°C), так і при низьких (до -60°C) температурах.

Основною кінематичною характеристикою редуктора є його передатне відношення $i_{заг}$, що дорівнює відношенню кутових швидкостей або частот обертання вхідного та вихідного валів $i_{заг} = \omega_{вх} / \omega_{вих} = n_{вх} / n_{вих}$. Якщо при розрахунку передатного відношення потрібно враховувати напрям обертання вихідного вала, то перед числовим значенням $i_{заг}$ ставлять знак „+”, якщо напрям обертання вихідного вала такий же, як і вхідного, і знак „-”, якщо ці напрямки не співпадають.

Зовнішнє зачеплення двох коліс змінює напрям обертання на протилежний, а внутрішнє зачеплення напрям обертання не змінює. Тоді можна записати вираз для загального передатного відношення багатоступінчастої зубчастої передачі з урахуванням напрямку обертання:

$$i_{\text{заг}} = (-1)^k \frac{\omega_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вих}}}, \quad (1.1)$$

де k – число зовнішніх зачеплень у зубчастій передачі.

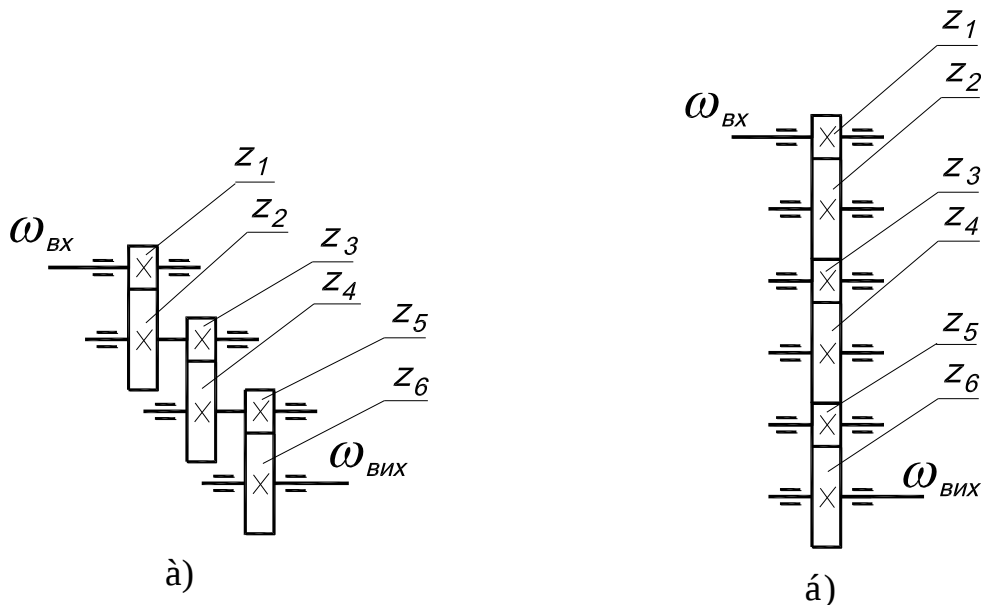


Рисунок 1.7 - Ступінчаста (а) та рядна (б) зубчасті передачі

На рис. 1.7а зображена *ступінчаста зубчаста передача*. Швидкість обертання і, відповідно, моменти в такій передачі змінюються ступінчасто від ведучого вала до веденого через кілька пар зубчастих коліс. Основною перевагою багатоступінчастих передач порівняно з одноступінчастими є можливість отримати великі передатні відношення при невеликих габаритах редуктора. Загальне передатне відношення багатоступінчастої передачі на рис. 1.7а залежно від числа зубів коліс дорівнює:

$$i_{\text{заг}} = (-1)^k \frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3} \times \frac{Z_6}{Z_5}. \quad (1.2)$$

Для більшого числа ступенів вираз за аналогією можна продовжити.

На рис. 1.7б зображена *рядна зубчаста передача*. Передатні відношення окремих ступенів також перемножують:

$$i_{заг} = (-1)^k \frac{z_2}{z_1} \times \frac{z_3}{z_2} \times \frac{z_4}{z_3} \times \frac{z_5}{z_4} \times \frac{z_6}{z_5} = \frac{z_6}{z_1}. \quad (1.3)$$

Як бачимо, в рядній передачі загальне передатне відношення залежить тільки від числа зубів першого та останнього коліс і не залежить від числа зубів проміжних коліс. Тому проміжні колеса в рядній передачі називають *паразитними*. Рядні передачі застосовують для зменшення габаритів зубчастих коліс, наприклад, при відносно великій відстані між валами, а також для здійснення передачі з одного вала на інший навколо деталей, що заважають.

2 Порядок виконання роботи

2.1 Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи, підготувати таблиці для запису досліджуваних параметрів редукторів.

2.2 Розібрати вказаний викладачем редуктор.

2.3 Вивчити конструкцію редуктора та основних його деталей:

- визначити тип підшипників;
- визначити тип мастила зубчастих (черв'ячних) коліс і підшипників;
- визначити тип ущільнень валів і кришок;
- вивчити конструкцію корпусу (плити).

2.4 Визначити основні параметри зачеплення кожного ступеня редуктора за методикою, наведеною нижче (див. п. 3).

2.5 Накреслити кінематичну схему редуктора (можна без основного надпису і переліку позначень, наприклад, як на рис. 2.1). Правила виконання кінематичних схем наведено в [4,5,6,7]. Умовні графічні позначення типових кінематичних елементів приведені в додатку А.

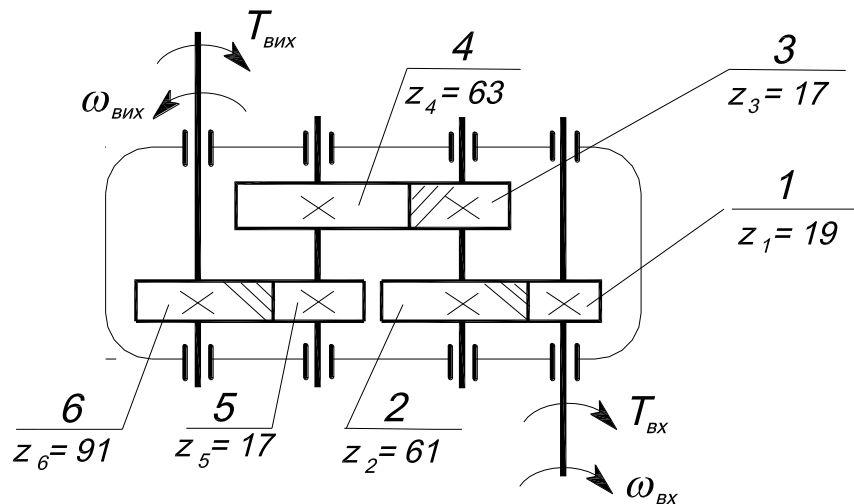


Рисунок 2.1 – Триступінчастий циліндричний косозубий редуктор. Схема кінематична

2.6 Накреслити аналогічно рис. 2.2 схему навантаження проміжного вала редуктора.

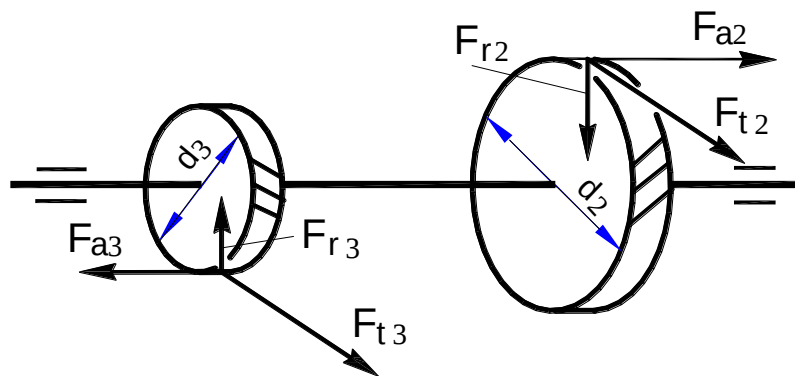


Рисунок 2.2 – Схема навантаження проміжного вала

2.7 Виконати робочі креслення зубчастого (черв'ячного) колеса та однієї з деталей за вказівкою викладача. Правила виконання робочих креслень зубчастих (черв'ячних) коліс і черв'яків наведені в ГОСТ 2.403-75÷ГОСТ 2.406-76. Рекомендовані поля допусків та граничні відхилення розмірів, загальні

рекомендації по застосуванню посадок, способи нанесення розмірів та робочі креслення типових деталей приладних редукторів приведені в додатках Б, В, Г і Д.

2.8 Визначити розміри вихідних кінців валів ($d_{вих}$) або інших деталей кріплення робочої ланки на валу редуктора (штифти, шпонки та ін.).

2.9 Визначити максимальний допустимий обертовий момент на вихідному валу редуктора $T_{вих}$, виходячи з умови міцності вихідного кінця вала на кручення, або з умови міцності елементів кріплення робочої ланки, яка приводиться в рух редуктором (штифти, шпонки та ін., якщо такі є). За максимальне допустиме значення $T_{вих}$ прийняти обертовий момент, отриманий при розрахунку найслабшого з перерахованих вище елементів.

З умови міцності на кручення вихідного кінця вала діаметром d_g

$$T_{вих} \leq 0,2d_g^3[\tau]_{кр}. \quad (2.1)$$

Для сталевих валів при орієнтовних розрахунках $[\tau]_{кр} = 10...30 \text{ МПа}$.

З умови міцності на зріз штифта

$$T_{вих} = \frac{\pi d_{шт}^2 \cdot d_g \cdot [\tau]_{зр}}{4}, \quad (2.2)$$

де $d_{шт}$ – діаметр штифта;

d_g – діаметр вихідного кінця вала в місці з'єднання;

$[\tau]_{зр} = 50...80 \text{ МПа}$ – допустимі напруження на зріз для сталевих штифтів.

З умови міцності на зминання бокових поверхонь шпонки та пазів вала і втулки в шпонковому з'єднанні з призматичною шпонкою:

$$T_{вих} \leq \frac{d_g \cdot l_p \cdot h \cdot [\sigma]_{зм}}{2}, \quad (2.3)$$

де d_g – діаметр вала;

l_p і h – відповідно робоча довжина та висота шпонки;

$[\sigma]_{зм}=80...150 \text{ МПа}$ – допустимі напруження на зминання для сталевих деталей з'єднання.

Формули для розрахунку на міцність інших можливих елементів кріплення на вихідному валу редуктора наведені в [1,2,3].

2.10 Визначити загальний коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) редуктора.

К.к.д. редуктора визначається як добуток к.к.д. окремих передач, що входять у кінематичний ланцюг. Для багатоступінчастого редуктора

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdots \eta_n \cdot \eta_{підш}^k, \quad (2.4)$$

де $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots, \eta_n$ – к.к.д. окремих передач;

$\eta_{підш}$ – к.к.д. однієї пари підшипників;

k – число пар підшипників.

Орієнтовно для однієї пари підшипників кочення $\eta_{підш} = 0,99$; для пари підшипників ковзання $\eta_{підш} = 0,96$.

К.к.д. циліндричної і конічної зубчастої передачі $\eta_{цил(кон)} = 0,92 \div 0,98$.

К.к.д. приладної черв'ячної передачі з ведучим черв'яком

$$\eta_{черв} = \frac{0,95 \operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}, \quad (2.5)$$

де γ – кут підйому витків черв'яка;

$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha}$ – зведений кут тертя;

f – коефіцієнт тертя в черв’ячній передачі; для пари тертя сталь по бронзі в закритих передачах при легкому змащуванні $f = 0,1$; у відкритих передачах це значення збільшують приблизно вдвоє;

α – кут профілю витка черв’яка, $\alpha = 20^\circ$.

2.11 Скласти досліджуваний редуктор.

2.12 Оформити звіт про виконану роботу.

3 Визначення основних параметрів зачеплення редукторів із різними видами передач

3.1 Циліндрична прямозуба передача

Порядок розрахунку основних параметрів наступний:

а) вираховуємо число зубів коліс z_1 і z_2 і передатне число $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$;

б) вимірюємо міжцентрову відстань a_{w12} і ширину коліс b_1 і b_2 . Для вимірювання використовуємо штангенциркуль або інший інструмент за вказівкою викладача;

в) Визначаємо коефіцієнт ширини зубчастих коліс

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}; \quad (3.1)$$

г) визначаємо модуль зубчастих коліс

$$m_{12} = \frac{2a_{w12}}{z_1 + z_2}. \quad (3.2)$$

За фактичне значення m приймаємо найближчий стандартний модуль згідно з ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76):

1-й ряд	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	...
2-й ряд	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	...

д) визначаємо ділильні діаметри циліндричних коліс

$$d_1 = m z_1 ; \quad d_2 = m z_2 ; \quad (3.3)$$

е) визначаємо крок циліндричних прямозубих коліс $p_{12} = m_{12} \cdot \pi$.

Схема циліндричного евольвентного зачеплення (прямозубого та косозубого) зображена на рис. 3.1.

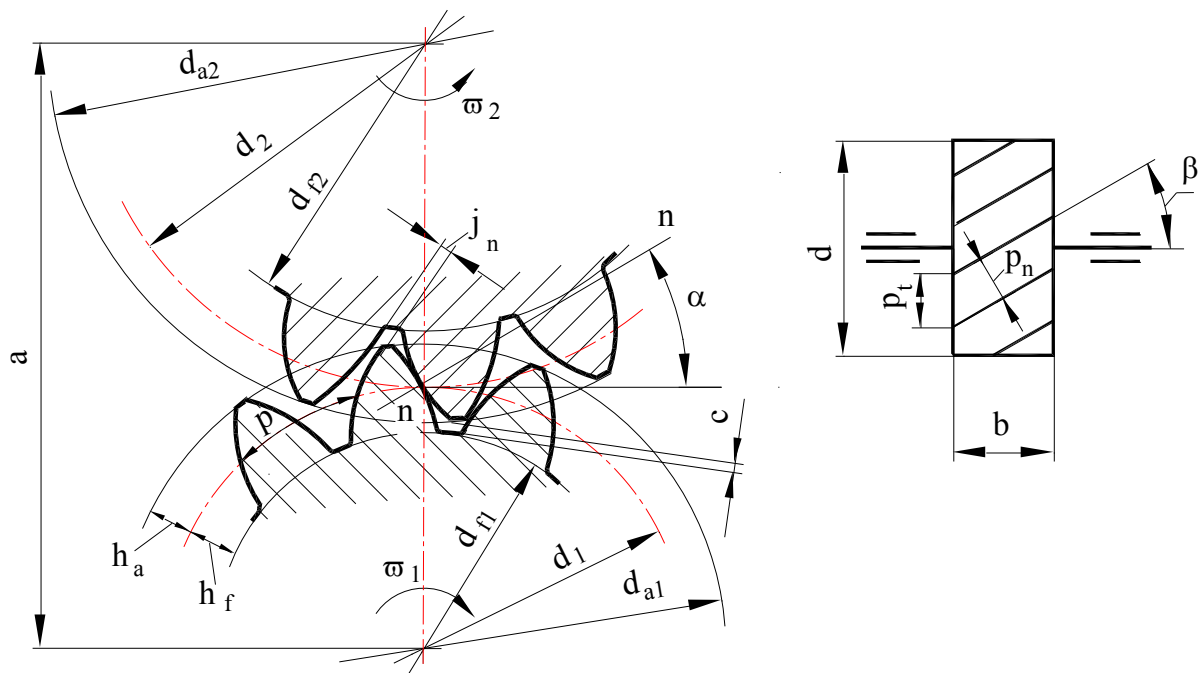


Рисунок 3.1 – Схема циліндричного евольвентного зачеплення

3.2 Циліндрична косозуба передача

Порядок розрахунку основних параметрів наступний:

а) вираховуємо числа зубів коліс z_1 і z_2 і передаточне число $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$;

б) вимірюємо міжцентрову відстань a_{w12} і ширину коліс b_1 і b_2 . Для вимірювання використовуємо штангенциркуль або інший інструмент за вказівкою викладача;

в) визначаємо коефіцієнт ширини зубчастих коліс

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}; \quad (3.4)$$

г) визначаємо торцевий модуль

$$m_{t12} = \frac{2a_{w12}}{z_1 + z_2}; \quad (3.5)$$

д) визначаємо ділильні діаметри коліс

$$d_1 = m_{t12} \cdot z_1; \quad d_2 = m_{t12} \cdot z_2; \quad (3.6)$$

е) визначаємо торцевий крок косозубих коліс

$$p_{t12} = m_{t12} \cdot \pi. \quad (3.7)$$

3.3 Конічна прямозуба передача

Схема конічної передачі показана на рис. 3.2.

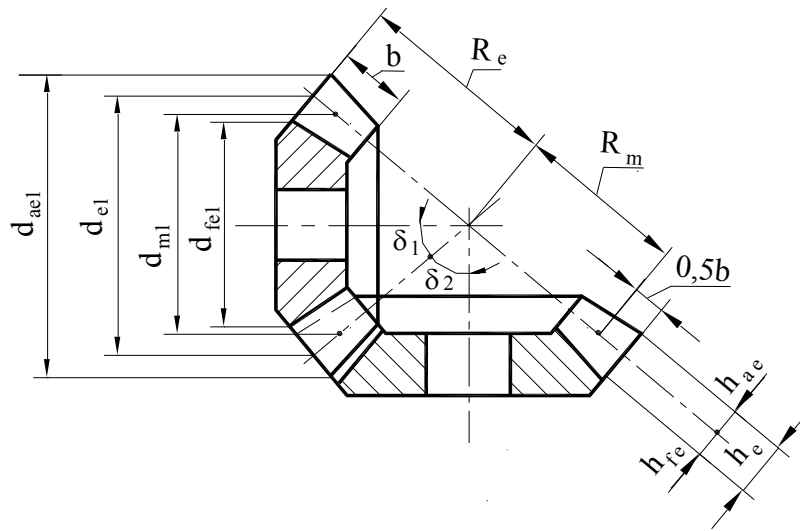


Рисунок 3.2 – Схема конічної прямозубої передачі

Порядок розрахунку основних параметрів наступний:

а) вираховуємо числа зубів коліс z_1 і z_2 і передатне число $u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$;

б) вимірюємо ширину зубчастих вінців $b_{1,2}$ та найбільшу висоту зубів $h_{e1,2}$ на торцях конічних коліс;

в) визначаємо кути ділительних конусів шестірні та колеса:

$$\delta_2 = \arctg u_{12}; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad (3.8)$$

г) визначаємо зовнішній коловий модуль

$$m_{e1,2} = \frac{h_{e1,2}}{(2 + c^*)}. \quad (3.9)$$

Величину коефіцієнта радіального зазору c^* приймаємо, орієнтуючись на виміряну висоту зуба $h_{e1,2}$, а також на наступні залежності (згідно з ГОСТ 13754-81):

$c^* = 0,4$ при $0,1 \leq m < 0,3$;

$c^* = 0,3$ при $0,3 \leq m < 0,5$;

$c^* = 0,25$ при $0,5 \leq m < 1$;

$c^*=0,2$ при $m > 1$.

За фактичне значення m_e приймаємо найближчий стандартний модуль згідно ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76) (див п. 3.1 г);

д) визначаємо зовнішні ділильні діаметри коліс

$$d_{e1} = m_{e12} \cdot z_1; \quad d_{e2} = m_{e12} \cdot z_2; \quad (3.10)$$

е) визначаємо зовнішню конусну відстань конічної передачі

$$R_e = 0,5 m_{e12} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \quad (3.11)$$

ж) визначаємо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $\psi_{bre} = \frac{b}{R_e}$;

з) визначаємо зовнішній коловий крок $p_e = \pi m_{e12}$.

3.4 Черв'ячна передача

Схема черв'ячної перендачі показана на рис. 3.3.

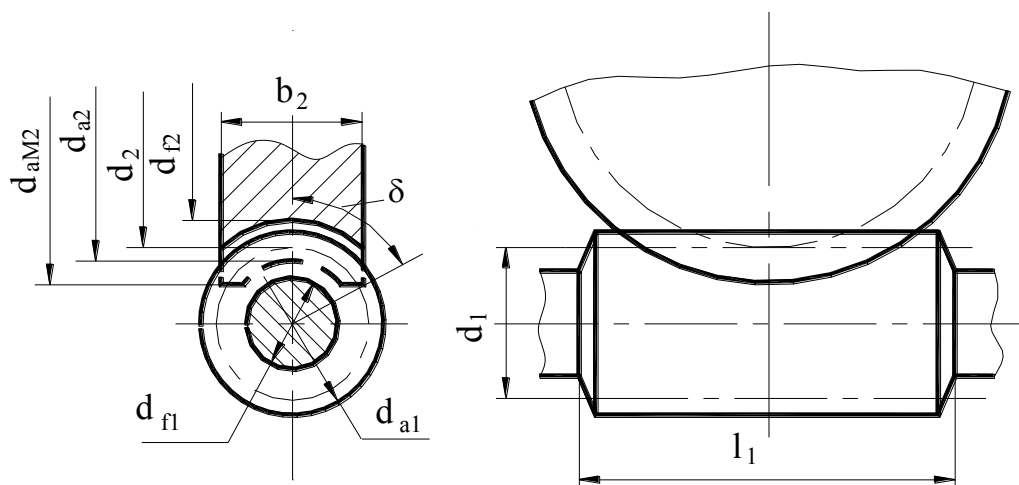


Рисунок 3.3 – Схема черв'ячної передачі

Порядок розрахунку основних параметрів наступний:

а) вираховуємо число заходів черв'яка z_1 , число зубів чев'ячного колеса

$$z_2 \text{ і передатне число } u_{12} = \frac{z_2}{z_1};$$

б) визначаємо осьовий крок p і осьовий модуль m черв'яка

$$p = \frac{l}{z_1}; \quad m = \frac{p}{\pi}. \quad (3.12)$$

Тут l - відстань між ідентичними точками на суміжних вершинах одного витка черв'яка.

За фактичне значення m приймаємо найближчий стандартний модуль згідно із ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93):

$m, \text{мм}$	0,1;	(0,12);	0,125;	(0,15);	0,16;	0,2;	0,25;	(0,3);	0,315;	0,4;
	0,5;	(0,6);	0,63;	0,8;	1;	1,25;	(1,5);	1,6;	2;	
q	6,3;	(7,1);	8;	(9);	10;	(11,2);	12,5;	(14);	16;(18)	(22,4);
	(25);									

в) ділильний діаметр черв'ячного колеса $d_2 = m z_2$;

г) вимірюємо діаметр вершин витків черв'яка d_{a1} і визначаємо його ділильний діаметр $d_1 = d_{a1} - 2m$;

д) визначаємо коефіцієнт діаметра черв'яка $q = \frac{d_1}{m}$.

За фактичне значення q приймаємо стандартне значення коефіцієнта діаметра черв'яка згідно із ДСТУ 2458-94 (ГОСТ 2144-93) (див. п. 3.4 б);

е) визначаємо міжосьову відстань черв'ячної передачі $a_w = 0,5(d_1 + d_2)$;

ж) визначаємо кут підйому витків черв'яка

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (3.13)$$

Основні параметри окремих ступенів і редуктора в цілому потрібно записати в таблицю 3.1. При цьому в таблицю записуються параметри тільки тих передач, які є в досліджуваному редукторі.

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика редуктора

Найменування параметрів	Позначення	Формула для визначення	Значення
1	2	3	4
Циліндрична прямозуба передача			
Число зубів шестірні	z_1		
Число зубів колеса	z_2		
Передаточне число	u_{12}	$u_{12} = z_2 / z_1$	
Міжцентрова відстань, мм	a_{w12}		
Ширина шестірні, мм	b_1		
Ширина колеса, мм	b_2		
Коефіцієнт ширини шестірні	ψ_{b1a}	$\psi_{b1a} = b_1 / a_{w12}$	
Теж колеса	ψ_{b2a}	$\psi_{b2a} = b_2 / a_{w12}$	
Модуль передачі, мм	m_{12}	$m_{12} = 2a_{w12} / (z_1 + z_2)$	
Ділильний діаметр шестірні, мм	d_1	$d_1 = m \cdot z_1$	
Теж колеса, мм	d_2	$d_2 = m \cdot z_2$	
Крок, мм	p	$p = m \cdot \pi$	
Циліндрична косозуба передача			
Число зубів шестірні	Z_1		
Число зубів колеса	Z_2		
Передаточне число	u_{12}	$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	
Міжцентрова відстань, мм	a_{w12}		
Ширина шестірні, мм	b_1		
Ширина колеса, мм	b_2		
Коефіцієнт ширини шестірні	ψ_{b1a}	$\psi_{b1a} = b_1 / a_{w12}$	
Теж колеса	ψ_{b2a}	$\psi_{b2a} = b_2 / a_{w12}$	
Модуль передачі торцевий, мм	m_{t12}	$m_{t12} = \frac{2a_{w12}}{z_1 + z_2}$	
Ділильний діаметр шестірні, мм	d_1	$d_1 = m_{t12} \cdot z_1$	
Теж колеса, мм	d_2	$d_2 = m_{t12} \cdot z_2$	
Торцевий крок, мм	p_{t12}	$p_{t12} = m_{t12} \cdot \pi$	

Продовження табл. 3.1

1	2	3	4
Конічна прямозуба передача			
Число зубів шестірни	Z_1		
Число зубів колеса	Z_2		
Передаточне число	u_{12}	$u_{12} = z_2 / z_1$	
Ширина зубчастих вінців, мм	$b_{1,2}$		
Найбільша висота зубів, мм	h_{e12}		
Кут ділительного конуса колеса, град.	δ_2	$\delta_2 = \arctg u_{12}$	
Теж шестірни, град.	δ_1	$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	
Зовнішній коловий модуль, мм	m_{e12}	$m_{e12} = \frac{h_{e12}}{2 + c^*}$	
Зовн. ділительний діаметр шестірни, мм	d_{e1}	$d_{e1} = m_{e12} \cdot z_1$	
Теж колеса, мм	d_{e2}	$d_{e2} = m_{e12} \cdot z_2$	
Зовнішня конусна відстань, мм	R_e	$R_e = 0,5 m_{e12} \sqrt{(z_1^2 + z_2^2)}$	
Зовнішній коловий крок	p_e	$p_e = m_{e12} \cdot \pi$	
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	ψ_{bRe}	$\psi_{bRe} = b_{1,2} / R_e$	
Черв'ячна передача			
Число заходів черв'яка	Z_1		
Число зубів черв'ячного колеса	Z_2		
Передаточне число	u_{12}	$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$	
Осьовий крок черв'яка, мм	p	$p = \frac{l}{z_1}$	
Осьовий модуль черв'яка, мм	m	$m = p / \pi$	
Ділительний діаметр черв. колеса, мм	d_2	$d_2 = m \cdot z_2$	
Діаметр вершин витків черв'яка, мм	d_{a2}		
Ділительний діаметр черв'яка, мм	d_1	$d_1 = d_{a2} - 2m$	
Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	$q = d_1 / m$	
Кут підйому витків черв'яка	γ	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	
Міжцентрова відстань, мм	a_{w12}	$a_{w12} = 0,5(d_1 + d_2)$	
Характеристика редуктора в цілому			
Максимальний можливий обертовий момент на вихідному валу, Н·м	$T_{вих}$	див. п 2.9	
К.к.д. редуктора	$\eta_{заг}$	$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_n$	
Передатне відношення редуктора	$i_{заг}$	$i_{заг} = i_1 \cdot i_2 \cdots i_{n-1, n}$	

Звіт повинен складатися із титульної сторінки та наступних аркушів формату А4, заповнених з однієї сторони. У звіті вказати мету роботи, навести теоретичні відомості та дати короткі відповіді на всі пункти з розділу 2. У звіті слід обов'язково накреслити **кінематичну схему** досліджуваного редуктора, **схему навантаження проміжного або вихідного вала, таблицю** за формою табл.3.1 з результатами вимірювань і розрахунків параметрів передач, а також **робочі креслення одного з валів і зубчастого (черв'ячного) колеса** за вказівкою викладача.

5 Запитання для самоконтролю

1. Що таке передатне число зубчастої передачі?
2. За якими признаками класифікують зубчасті передачі?
3. Переваги та недоліки зубчастих передач.
4. Чому евольвентне зачеплення найбільш розповсюджене в машино- та приладобудуванні?
5. Що таке крок і модуль зубчастого зачеплення?
6. За якими формулами визначають дільний діаметр зубчастих коліс?
7. За якими формулами визначають діаметри вершин та впадин зубчастих коліс?
8. Що таке коефіцієнт перекриття зубів і яке його мінімальне значення?
9. Поясніть фізичний зміст процесу коригування зубчастого зачеплення і з якою метою його застосовують?
10. Назвіть найбільш поширені матеріали для виготовлення зубчастих коліс.
11. Назвіть основні причини виходу з ладу зубчастих коліс (види пошкодження зубів).
12. Яким модулем користуються при розрахунках геометричних параметрів конічних передач?
13. Який зв'язок між зовнішнім коловим і середнім модулями в конічній прямозубій передачі?

Рекомендована література

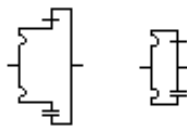
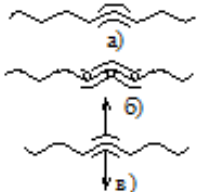
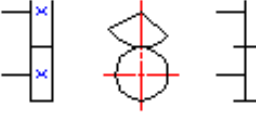
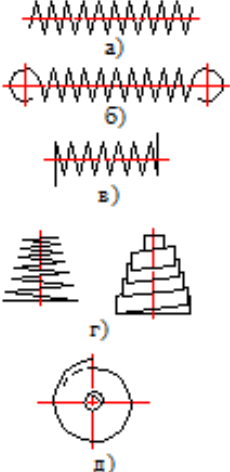
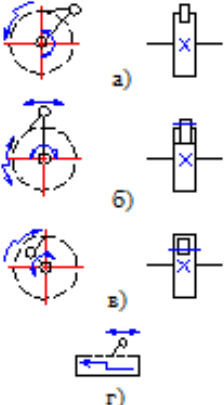
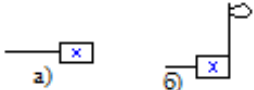
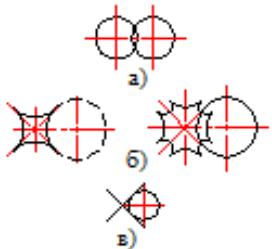
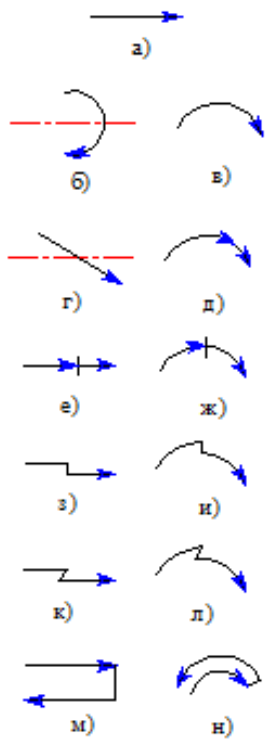
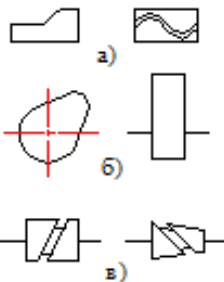
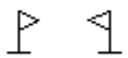
1. Красковский Е. Я., Дружинин Ю. А., Филатова Е. М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем/ Под ред. Ю. А. Дружинина. – М.: Высшая школа, 1991. – С. 208–292.
2. Первицкий Ю. Д. Расчет и конструирование точных механизмов. – Л.: Машиностроение, 1976. – С.166–208.
3. Милосердин Ю. В., Семенов Б. Д., Кречко Ю. А. Расчет и конструирование механизмов приборов и установок. – М.: Машиностроение, 1985. – С.123–171.
4. Справочное руководство по черчению/ В. Н. Богданов, И. Ф. Малежек, А. П. Верхола и др. – М.: Машиностроение, 1989. – С.470-518, С.721–740.
5. Элементы приборных устройств. Основной курс: В 2-х ч. Ч.2/Под ред. О.Ф. Тищенко. – М.:Высшая школа, 1982. – 262 с.

Додаток А

Умовні графічні позначення в кінематичних схемах (із ГОСТ 2.770-68)
Таблиця А.1

Найменування	Позначення	Найменування	Позначення
1 Вал, вісь, стержень, важіль та ін.		13 Кінематичні пари: а) обертова; б) поступова; в) гвинтова; г) циліндрична; д) карданний шарнір; е) сферична; ж) площинна	
2 Нерухома ланка, стійка (щоб показати нерухомість ланки, необхідно заштрихувати частину її контуру)			
3 Підшипники без уточнення типу: а) радіальні; б) радіально-упорні; в) упорні			
4 Підшипники ковзання: а) радіальні; б) радіально-упорні; в) упорні			
5 Підшипники кочення: а) радіальні; б) радіально-упорні; в) упорні		13 Передача фрикційна циліндричними роликками	
6 З'єднання деталей з валом: а) глухе б) рухоме без обертання;		14 Передачі пасові без уточнення типу паса	
7 Муфта без уточнення типу		15 Передачі зубчасті циліндричні без уточнення типу зубів: а) із зовнішнім зачепленням; б) із внутрішнім зачепленням	
8 Муфти некеровані: а) глухі; б) пружні; в) компенсуючі		16 Передачі зубчасті конічні без уточнення типу зубів	
9 Муфти керовані: а) загальне позначення; б) кулачкова; в) фрикційна; г) електрична		17 Передачі черв'ячні з циліндричним черв'яком	
10 Муфти самокеровані: а) загальне позначення; б) обгінна; в) відцентрова фрикційна; г) запобіжна з елементом, що не руйнується		18 Передачі зубчасті рейкові	
11 Гальмо без уточнення типу			
12 Маховик на валу			

Продовження таблиці А.1

Найменування	Позначення	Найменування	Позначення
19 Передачі зубчасті з гнучкими колесами (хвильові)		26 Гайка на гвинту, який передає рух: а) нероз'ємні; б) нероз'ємні кулькові; в) роз'ємні	
20 Передачі зубчастим сектором без уточнення типу зубів		27 Пружини: а) циліндрична стиску; б) циліндрична розтягу; в) циліндрична кручення; г) конічні стиску; д) спіральні	
21 Храпові зубчасті механізми: а) із зовнішнім зачепленням одностороннім; б) із зовнішнім зачепленням двохстороннім; в) із внутрішнім зачепленням одностороннім; г) із рейковим зачепленням		28 Кінець вала під ручку або маховик (а), та ручка, що знімається (б)	
22 Мальтійські механізми з радіальним розміщенням пазів мальтійського хреста: а) загальне позначення; б) із зовнішнім зачепленням; в) із внутрішнім зачепленням		29 Позначення рухів: а) прямолінійний односторонній; б) обертовий односторонній з віссю обертання в площині рисунка; в) те ж з віссю, перпендикулярною площині рисунка; г) гвинтовий односторонній з віссю обертання в площині рисунка; д) те ж з віссю, перпендикулярною площині рисунка; е) прямолінійний односторонній з миттєвою зупинкою в проміжному положенні; ж) те ж обертовий; з) прямолінійний односторонній з вистоем у проміжному положенні; и) те ж обертовий; к) прямолінійний з частковим зворотнім рухом; л) те ж обертовий; м) прямолінійний зворотній з вистоем у одному крайньому положенні; н) те ж обертовий	
23 Кулачки: а) плоскі поздовжнього переміщення; б) плоскі обертові; в) барабанного типу			
24 Ексцентрик			
25 Упори пересувні			

Додаток Б

Рекомендовані поля допусків та граничні відхилення валів і отворів для номінальних розмірів від 1 до 120мм
(із СТ СЄВ 144-75)

Інтервали розмірів у мм	Поля допусків																										
	валів												отворів														
	Граничні відхилення в мкм																										
	e8	h8	j _s 8	k8	n8	p8	r8	s8	f7	h7	e8	h8	d9	h9	d11	h11	H7	J _s 7	K7	N7	P7	F8	H8	E9	H9	H11	
Від 1 до 3	-2 -8	0 -6	+3 -3	+6 0	+6 0	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +14	-6 -16	0 -10	-14 -28	0 -14	0 -20	-45 -80	0 -60	0 -5	+10 -10	+5 -5	0 -10	-4 -14	-6 -16	-20 -6	+14 0	+39 +14	+25 0	+50 0
Від 3 до 6	-4 -12	0 -8	+4 -4	+9 +1	+9 +1	+16 +8	+20 +12	+23 +15	+27 +19	-10 -22	0 -12	-20 -38	0 -18	0 -30	-60 -105	0 -75	0 -6	+12 0	+6 -6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	+28 +10	+50 +20	+30 0	+75 0	
Від 6 до 10	-5 -14	0 -9	+4 -4	+10 +1	+10 +1	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23	-13 -28	0 -15	-25 -47	0 -22	0 -38	-40 -76	0 -90	0 -7	+15 0	+7 -7	+5 -10	-4 -19	-9 -24	+35 +13	+61 +25	+36 0	+90 0	
Від 10 до 18	-6 -17	0 -11	+5 -5	+12 +1	+12 +1	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28	-16 -34	0 -18	-32 -59	0 -27	0 -43	-50 -93	0 -110	0 -9	+18 0	+9 -9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	+43 +16	+75 +32	+43 0	+110 0	
Від 18 до 30	-7 -20	0 -13	+6 -6	+15 +2	+15 +2	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35	-20 -41	0 -21	-40 -73	0 -33	0 -52	-55 -117	0 -130	0 -10	+21 0	+10 -10	+6 -15	-7 -28	-14 -35	+53 +20	+92 +40	+52 0	+130 0	
Від 30 до 50	-9 -25	0 -16	+8 -8	+18 +2	+18 +2	+33 +17	+42 +26	+50 +34	+59 +43	-21 -50	0 -25	-50 -89	0 -39	0 -62	-80 -142	0 -160	0 -12	+25 0	+12 -12	+7 -18	-8 -33	-17 -42	+64 +25	+112 +150	+62 0	+160 0	
Від 50 до 65	-10	0	+9	+21	+21	+39	+51	+60	+72	-30	0	-60	0	-100	0	0	+30	+15	+9	-9	-21	+76	+46	+134	+74	+190	
Від 65 до 80	-29	-19	-9	+2	+2	+20	+32	+43	+59	-60	-30	-106	-46	-174	-74	-190	0	-15	-21	-39	-51	+30	0	+60	0	0	
Від 80 до 100	-12	0	+11	+25	+25	+45	+59	+16	+20	-36	0	-72	0	-120	0	0	+35	+17	+10	-10	-24	+190	+54	+159	+87	+220	
Від 100 до 120	-34	-22	-11	+3	+3	+23	+37	+16	+20	-71	-35	-126	-54	-207	-87	-220	0	-17	-25	-45	-59	+36	0	+72	0	0	

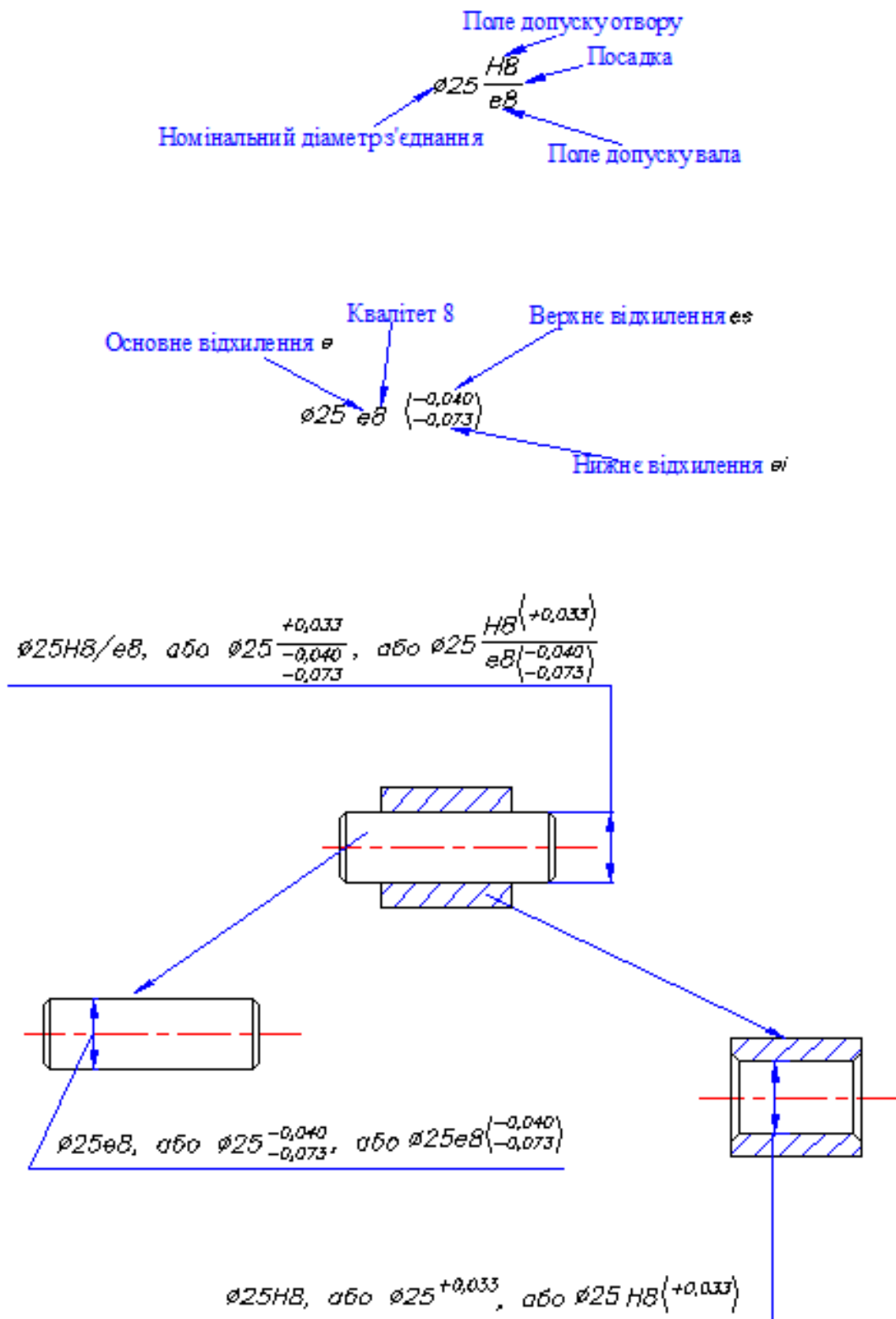
Додаток В

Загальні рекомендації по застосуванню посадок (із СТ СЄВ 144-75)

Характер з'єднання	Рекомендована посадка	
	Система отвору	Система вала
Переміщення з невеликою швидкістю та повертання деталей для установки, регулювання, центрування та ін.	Із зазором точні	
	$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H7}{g6}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h9}$ $\frac{H8}{h7}$	$\frac{H7}{h6}$ $\frac{H8}{h8}$ $\frac{H9}{h9}$
	грубі	
	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$	$\frac{H11}{h11}$ $\frac{H12}{h12}$
Обертання валів в опорах ковзання. З'єднання, в яких потрібні відносно великі зазори.	$\frac{H7}{f7}$ $\frac{H7}{e7}$ $\frac{H8}{e8}$ $\frac{H7}{d9}$	$\frac{F8}{h8}$ $\frac{F9}{h9}$ $\frac{F8}{h6}$
	$\frac{H9}{d6}$ $\frac{H11}{c11}$ $\frac{H11}{d11}$ $\frac{H11}{b11}$	$\frac{D11}{h12}$ $\frac{F9}{h8}$
	$\frac{H12}{b12}$ $\frac{H7}{e8}$	
Нерухомі з'єднання, із застосуванням фіксуючих пристроїв, що розбираються для огляду, ремонту, заміни деталей та ін. З'єднання для забезпечення хорошого центрування деталей.	Перехідні	
	$\frac{H6}{k5}$ $\frac{H6}{js5}$ $\frac{H6}{m5}$ $\frac{H6}{n5}$	$\frac{Js6}{h6}$ $\frac{K6}{h5}$ $\frac{M6}{h5}$ $\frac{N6}{h5}$
	$\frac{H7}{js6}$ $\frac{H7}{k6}$ $\frac{H7}{m6}$ $\frac{H7}{n6}$	$\frac{Js7}{h6}$ $\frac{K7}{h6}$ $\frac{M7}{h6}$ $\frac{N7}{h6}$
	$\frac{H8}{js7}$ $\frac{H8}{k7}$ $\frac{H8}{m7}$ $\frac{H7}{n7}$	$\frac{Js8}{k7}$ $\frac{K8}{h7}$ $\frac{M8}{h7}$ $\frac{N8}{h7}$
Нерухомі з'єднання, що, як правило, не розбираються.	Із натягом	
	$\frac{H6}{p5}$ $\frac{H6}{r6}$ $\frac{H7}{p6}$ $\frac{H7}{r6}$ $\frac{H7}{s6}$	$\frac{P6}{h5}$ $\frac{P7}{h6}$ $\frac{R7}{h6}$
* В рамках приведені посадки, яким потрібно надавати перевагу.		

Додаток Г

Способи нанесення розмірів та їх граничних відхилів



Додаток Д

Робочі креслення типових деталей приладних редукторів

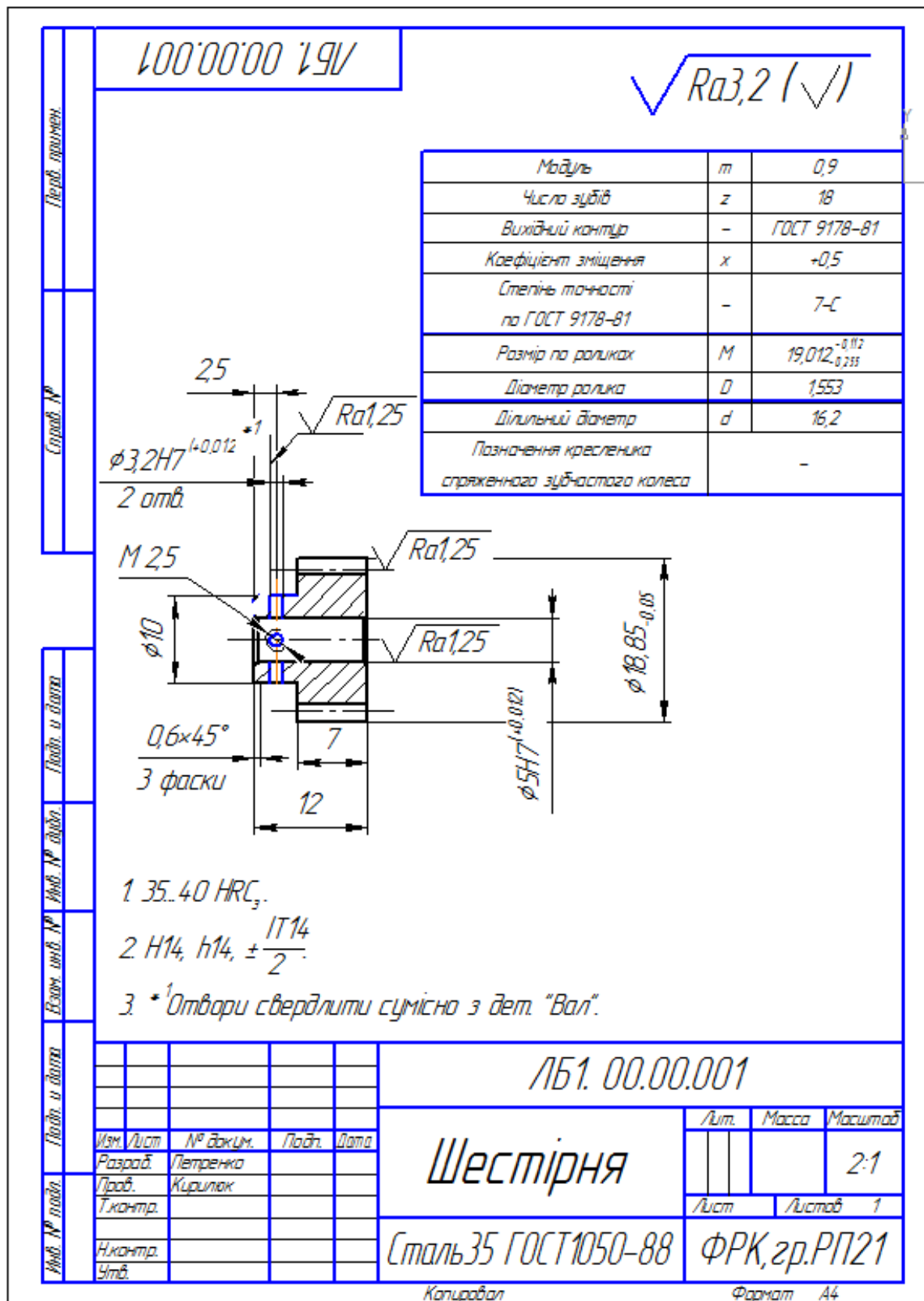


Рисунок Д.1 – Робоче креслення циліндричної прямозубої шестірни

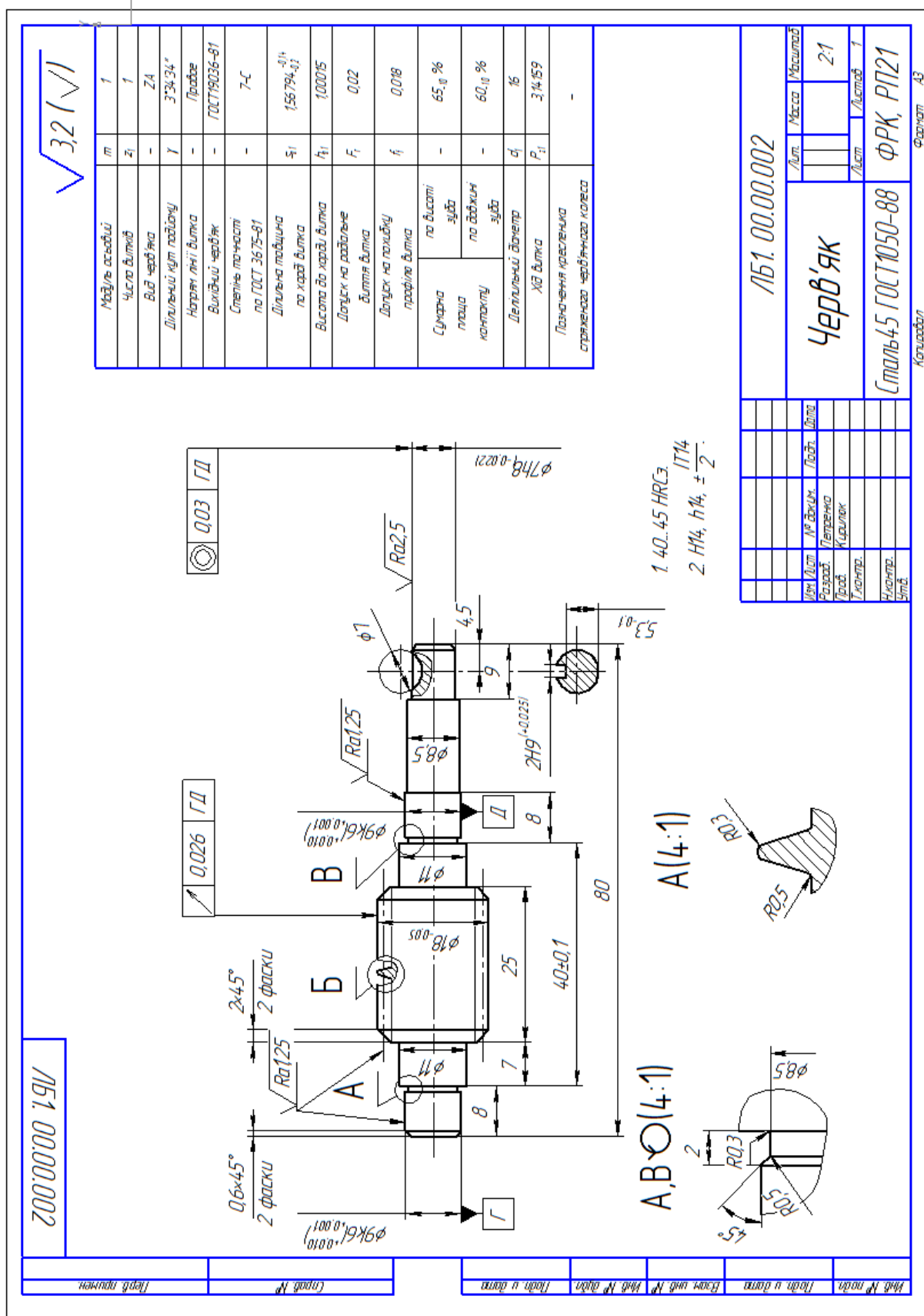


Рисунок Д.2 – Робоче креслення циліндричного архімедового черв'яка

<i>ЛБ1.00.00.003</i>		$\sqrt{Ra3,2} (\checkmark)$																																																					
Перв. примірник																																																							
Стор. №																																																							
		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr><td>Модуль</td><td>m</td><td>1</td></tr> <tr><td>Число зубів</td><td>z_г</td><td>50</td></tr> <tr><td>Напрямок лінії зуба</td><td>-</td><td>Правос</td></tr> <tr><td>Коефіцієнт зміщення черв'яка</td><td>x</td><td>0</td></tr> <tr><td>Вихідний черв'як</td><td>-</td><td>ГОСТ19036-81</td></tr> <tr><td>Ступінь точності по ГОСТ 3675-81</td><td>-</td><td>7-С</td></tr> <tr><td>Міжосьова відстань при виготовленні</td><td>a_г</td><td>33</td></tr> <tr><td>Допуск на накопичену похибку кроку колеса</td><td>f_г</td><td>0,045</td></tr> <tr><td>Граничне відхилення кроку</td><td>±f_{г1}</td><td>±0,014</td></tr> <tr><td>Допуск на виття зубчастого вінця</td><td>f_{i2}</td><td>0,011</td></tr> <tr> <td rowspan="2">Сумарна площа контакту</td><td>по висоті зуба</td><td>-</td><td>65,10 %</td></tr> <tr> <td>по довжині зуба</td><td>-</td><td>60,10 %</td></tr> <tr><td>Міжосьова відстань</td><td>a_v</td><td>33±0,045</td></tr> <tr><td>Ділительний діаметр</td><td>d_г</td><td>50</td></tr> <tr><td>Вид спряженого черв'яка</td><td>-</td><td>ZA</td></tr> <tr><td>Число витків сопряженого черв'яка</td><td>z_г</td><td>1</td></tr> <tr><td>Позначення кресленика сопряженого черв'яка</td><td colspan="2"></td></tr> </table>		Модуль	m	1	Число зубів	z _г	50	Напрямок лінії зуба	-	Правос	Коефіцієнт зміщення черв'яка	x	0	Вихідний черв'як	-	ГОСТ19036-81	Ступінь точності по ГОСТ 3675-81	-	7-С	Міжосьова відстань при виготовленні	a _г	33	Допуск на накопичену похибку кроку колеса	f _г	0,045	Граничне відхилення кроку	±f _{г1}	±0,014	Допуск на виття зубчастого вінця	f _{i2}	0,011	Сумарна площа контакту	по висоті зуба	-	65,10 %	по довжині зуба	-	60,10 %	Міжосьова відстань	a _v	33±0,045	Ділительний діаметр	d _г	50	Вид спряженого черв'яка	-	ZA	Число витків сопряженого черв'яка	z _г	1	Позначення кресленика сопряженого черв'яка		
Модуль	m	1																																																					
Число зубів	z _г	50																																																					
Напрямок лінії зуба	-	Правос																																																					
Коефіцієнт зміщення черв'яка	x	0																																																					
Вихідний черв'як	-	ГОСТ19036-81																																																					
Ступінь точності по ГОСТ 3675-81	-	7-С																																																					
Міжосьова відстань при виготовленні	a _г	33																																																					
Допуск на накопичену похибку кроку колеса	f _г	0,045																																																					
Граничне відхилення кроку	±f _{г1}	±0,014																																																					
Допуск на виття зубчастого вінця	f _{i2}	0,011																																																					
Сумарна площа контакту	по висоті зуба	-	65,10 %																																																				
	по довжині зуба	-	60,10 %																																																				
Міжосьова відстань	a _v	33±0,045																																																					
Ділительний діаметр	d _г	50																																																					
Вид спряженого черв'яка	-	ZA																																																					
Число витків сопряженого черв'яка	z _г	1																																																					
Позначення кресленика сопряженого черв'яка																																																							
Не вказані граничні відхилення розмірів: H14, h14, ±IT14/2.																																																							
ЛБ1.00.00.003																																																							
Взам. шиф. №	Виб. № докл.	Подп. и дата																																																					
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <th>Изм.</th> <th>Лист</th> <th>№ докум.</th> <th>Подп.</th> <th>Дата</th> </tr> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td>Петренко</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Проб.</td> <td></td> <td>Кирилюк</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Т. контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Н. контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Разраб.		Петренко			Проб.		Кирилюк			Т. контр.					Н. контр.					Утв.					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center; font-size: 1.2em;">Колесо черв'ячне</td> <td style="font-size: 0.8em;">Лит.</td> <td style="font-size: 0.8em;">Масса</td> <td style="font-size: 0.8em;">Масштаб</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="height: 40px;"></td> <td style="text-align: center;">1:1</td> <td colspan="2"></td> </tr> <tr> <td colspan="2"></td> <td style="font-size: 0.8em;">Лист</td> <td colspan="2" style="font-size: 0.8em;">Листов 1</td> </tr> </table>		Колесо черв'ячне		Лит.	Масса	Масштаб			1:1					Лист	Листов 1								
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата																																																			
Разраб.		Петренко																																																					
Проб.		Кирилюк																																																					
Т. контр.																																																							
Н. контр.																																																							
Утв.																																																							
Колесо черв'ячне		Лит.	Масса	Масштаб																																																			
		1:1																																																					
		Лист	Листов 1																																																				
Бр.0Ф10-1 ОСТ1.90054-78		ФРК, РП-21																																																					

Рисунок Д.3 – Робоче креслення черв'ячного колеса, спряженого з архімедовим черв'яком

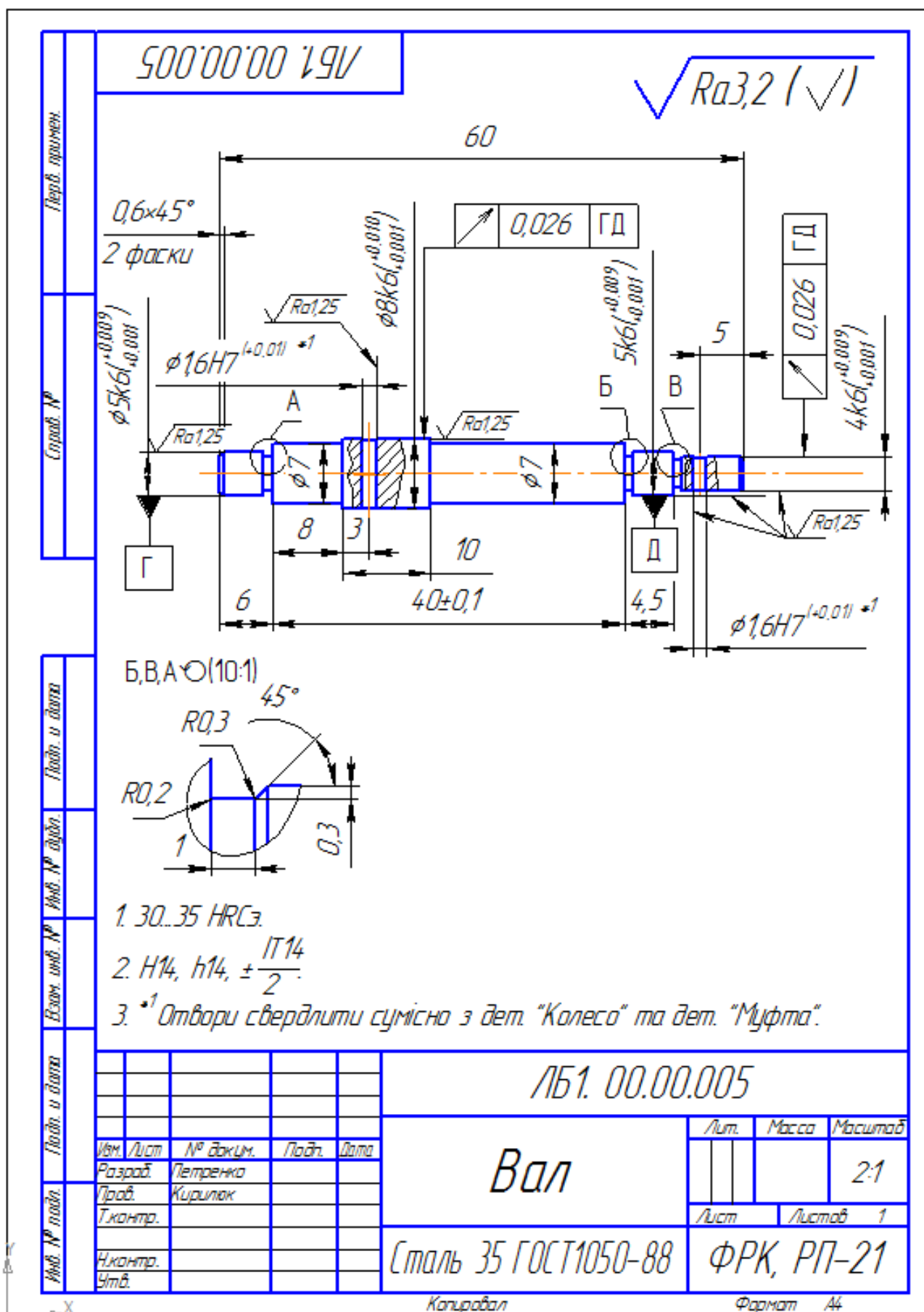


Рисунок Д.4 – Робоче креслення вала

