

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ**  
**АВТОМОБІЛЬНО–ДОРОЖНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ**  
до КП з дисципліни «Деталі машин»  
(розділ «Проектування приводу конвеєру»)

для студентів денної і заочної форм навчання  
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

Харків ХНАДУ 2019

Укладачі:           Перегон В.А.,  
                          Карпенко В.О.  
                          Коряк О.О.,  
                          Шарапата А. С.

Кафедра деталей машин і ТММ

## ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсовий проект (КП) з деталей машин є важливою самостійною інженерною роботою студента, яка охоплює питання розрахунку на міцність, жорсткість, зносостійкість, довговічність та інші критерії працездатності деталей машин і яка базується на усіх дисциплінах вже вивчених студентом.

Курсове проектування має велике значення в розвитку самостійної творчості студентів, тому що прищеплює їм навички науково-дослідної роботи, раціоналізації, винахідництва, користування довідковою літературою, державними стандартами, нормами, таблицями і номограмами, а також навички виконання розрахунків і складання розрахунково-пояснювальних записок до проектів.

Обсяг і зміст курсового проекту з деталей машин наведені в табл. 1.

Кожне з 10 завдань містить 10 варіантів вихідних даних (додаток 1). Для виконання проекту обов'язковим є завдання, що відповідає останній цифрі залікової книжки студента, і той варіант цього завдання, що відповідає передостанній цифрі. Наприклад, студент, що має залікову книжку з шифром 385382, повинен виконати восьмий варіант другого завдання. Якщо остання цифра шифру нуль, то студент повинен виконати десяте завдання, якщо передостання – десятий варіант завдання. Числові значення до завдання на курсовий проект з деталей машин можуть бути замінені на інші викладачем, що керує проектуванням.

Розрахунково-пояснювальна записка повинна відповідати вимогам Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД), виконуватися на аркушах формату А4 (210×297) з однієї сторони і починатися з титульного листа, що одночасно служить обкладинкою (додаток 2).

Пояснювальна записка розпочинається зі змісту і завдання на проектування.

Усі розділи пояснювальної записки повинні відповідати змісту курсового проекту, приведеного в табл. 1.

При викладі розрахунків деталей і вузлів приводу необхідно вказувати літературу з указівкою сторінок, звідки узяті розрахункові формули, припустимі напруги й інші величини.

Графічна частина курсового проекту складається з 3,5 чи 4 аркушів формату А1 і включає: складальне креслення редуктора; загальний вид приводу; робочі креслення окремих деталей редуктора (корпус або кришка редуктора, вал, зубчасте чи черв'ячне колесо).

Крім того, студент виконує на міліметровці компоновочну схему редуктора, яка підшивається до записки як додаток [6, стор. 475–479; 7, стор. 13–20; 9, стор. 40–275; 3, стор. 84–100].

## Обсяг і зміст КП з деталей машин

№ етапу	Зміст робіт	Обсяг, %	Короткі методичні вказівки
1.	1. Вибір двигуна і розрахунок кінематичної схеми приводу. 2. Орієнтовний розрахунок валів. 3. Проектний розрахунок зубчастих (черв'ячних) коліс.	20	1. Орієнтовний розрахунок валів виконується спрощено на крутіння по формулі $d_i = \sqrt[3]{T_i / (0,2 \cdot [\tau])}$ , де $[\tau] = 15 \dots 20$ МПа. 2. Підшипники попередньо вибираються по діаметрам валів. 3. Компоновочна схема редуктора виконується для пов'язаного розташування основних деталей і визначення осевих розмірів валів.
2.	Конструювання і повний розрахунок редуктора (уточнений і перевірочний розрахунок валів, підшипників та інших деталей).	35	1. Загальний вид редуктора креслять в трьох проекціях. Специфікація всіх деталей складається згідно ЄСКД і прикладається до розрахунково-пояснювальної записки. 2. Усі стандартні деталі повинні вибиратися за відповідними стандартами. 3. Розрахунок деталей супроводжується їхніми ескізами.
3.	Спроекувати деталі: – колесо зубчасте (черв'ячне); – вал ведений; – корпусна деталь.	20	Робочі креслення повинні бути виконані згідно ЄСКД. Необхідно вказати усі розміри, клас чистоти поверхонь, допуски і посадки, матеріали, а також технічні вимоги.
4.	Розробити загальний вид приводу (на аркуші формату А1).	15	На кресленні повинні бути приведені посадкові, габаритні, приєднувальні, основні розрахункові і монтажні розміри, а також наведена як додаток специфікація вузлів і деталей.
5.	Оформлення розрахунково-пояснювальної записки.	10	1. Записка повинна містити всі необхідні розрахунки і пояснення. 2. Записка має бути оформлена відповідно до вимог ЄСКД.

Креслення приводу машини, редуктора і деталей повинні бути виконані в повній відповідності з вимогами ЄСКД.

Робочі креслення зубчастих коліс повинні бути оформлені відповідно до ДСТ 2.403–75, ДСТ 2.405–75, робочі креслення черв'яків і черв'ячних коліс – відповідно до ДСТ 2.406–76, ДСТ 2.407–75.

Робочі креслення в курсовому проекті виконуються тільки на зазначену викладачем частину деталей, а специфікація складається на всі деталі складальної одиниці.

Приклади виконання креслень і специфікацій приведені в додатку 3.

## ВКАЗІВКИ ДО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДУ

Виконання проекту необхідно почати з уточнення кінематичної схеми приводу. При цьому варто керуватися ДСТ 2.770–68 на умовні графічні зображення в кінематичних схемах різних типів пасових, зубчастих, черв'ячних передач, а також їх опор. Оскільки розміри передач заздалегідь не відомі, кінематичну схему виконують без дотримання масштабу.

Розрахунок приводу починають з визначення потужності двигуна по заданих параметрах вихідного руху. Для цього необхідно знати загальний ККД приводу. При послідовному з'єднанні передач загальний ККД становить

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2 ,$$

де  $\eta_1$  і  $\eta_2$  – ККД окремих ланок кінематичного ланцюга.

У приведених завданнях  $\eta_i$  ККД пасової передачі і редуктора (завдання 1–3, 5–7) або ККД редуктора і відкритої зубчастої передачі (завдання 4, 8–10).

Середні значення ККД різних передач з урахуванням втрат у підшипниках приведені в табл. 2. ККД черв'ячної передачі вибирається з урахуванням прийнятого числа заходів черв'яка, що залежить від передаточного числа черв'ячної передачі  $u_{\text{ч}}$  (див. табл. 2).

*Таблиця 2*

Середні значення ККД передач

Передача	ККД
<b>Пасова</b>	
Плоскопасова	0,95...0,97
Клинопасова, поліклинопасова	0,94...0,96
<b>Зубчаста</b>	
Циліндрична закрита	0,96...0,98
Конічна закрита	0,95...0,97
Циліндрична відкрита	0,92...0,94
Конічна відкрита	0,75...0,85
<b>Черв'ячна закрита</b>	
з однозахідним черв'яком ( $u_{\text{ч}} \geq 30$ )	0,7...0,75
з двухзахідним черв'яком ( $u_{\text{ч}} = 14 \dots 30$ )	0,75...0,82
з чотирьохзахідним черв'яком ( $u_{\text{ч}} = 8 \dots 14$ )	0,87...0,92
<b>Підшипники кочення (одна пара)</b>	0,99...0,995
<b>Муфта, що компенсує</b>	0,985...0,995

Потужність на валу електродвигуна (потужність на вході) повинна дорівнювати

$$P_{\text{вх}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\Sigma}} ,$$

де  $P_{\text{вих}}$  – потужність на вихідному валу.

Вихідні дані для завдань на курсове проектування задані двома засоба-

ми. У завданнях 2,6 і 9 відомі окружні сила і швидкість на барабані з діаметром  $D$ , а в усіх інших завданнях – обертовий момент і кутова швидкість на вихідному валу. Тоді

$$P_{\text{вих}} = F_t \cdot V \quad (\text{для завдань 1 і 6}),$$

$$P_{\text{вих}} = T_{\text{вих}} \cdot \omega_{\text{вих}} \quad (\text{для всіх інших завдань}).$$

Тут:  $F_t$  [кН],  $V$  [м/с],  $T_{\text{вих}}$  [кНм],  $\omega_{\text{вих}}$  [с<sup>-1</sup>],  $P_{\text{вих}}$  [кВт].

Промисловість випускає багато різних типів електродвигунів для всіх галузей народного господарства з урахуванням умов експлуатації. Вони розділяються на двигуни постійного і змінного струму (трифазні й однофазні, синхронні й асинхронні).

Трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором одержали найбільше поширення в приводах загального призначення. Це обумовлено простотою конструкції, меншою вартістю, більш високою експлуатаційною надійністю.

При проектуванні запропонованих у завданнях приводів рекомендується вибирати трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором.

У залежності від умов експлуатації і навколишнього середовища застосовують двигуни різного виконання: закриті з обдувом, захищені, вибухобезпечні і з підвищеним пусковим моментом. Основні параметри двигунів серії 4А (ДСТ 19523–81) приведені в табл. 3.

З урахуванням потужності на вході приводу  $P_{\text{вх}}$  із табл. 3 варто вибрати двигун, номінальна потужність якого  $P_{\text{д}}$ , найближча до  $P_{\text{вх}}$ . Звичайно  $P_{\text{д}} > P_{\text{вх}}$ , можливо і протилежне, тобто  $P_{\text{д}} < P_{\text{вх}}$ . Припускається перевантаження двигуна до 8% при постійному навантаженні і до 12% при змінному навантаженні.

Рекомендується вибирати двигуни із синхронними частотами обертання вала від 3000 до 1000 хв<sup>-1</sup>. Застосування двигуна з частотою  $n_{\text{д}} \leq 750$  хв<sup>-1</sup> припускається лише в технічно обґрунтованих випадках.

Для проектного приводу можуть підійти двигуни з різними частотами обертання, тому з декількох варіантів вибирають оптимальний варіант відповідно до експлуатаційних вимог. При цьому необхідно мати на увазі, що з підвищенням частоти обертання маса, габарити і вартість двигуна зменшуються, але збільшуються габарити, маса і вартість приводу.

Необхідна частота обертання валу двигуна

$$n_{\text{д}} = n_{\text{вих}} u_{\Sigma},$$

де  $u_{\Sigma}$  – орієнтовне передаточне число приводу.

Для завдань 1, 2, 3, 5, 6 і 7

$$u_{\Sigma} = u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{ред}},$$

для інших

$$u_{\Sigma} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{вп}},$$

де  $u_{\text{пас}}$ ,  $u_{\text{ред}}$  і  $u_{\text{вп}}$  – середні значення передаточних чисел пасової передачі, ре-

дуктора і відкритої зубчастої передачі відповідно (див. табл. 4). При виборі передатних чисел окремих передач не слід приймати максимальні і близькі до них значення, тому що це приводить до збільшення габаритних розмірів передач.

Таблиця 3

Основні технічні дані асинхронних двигунів серії 4А закритого типу за ДСТ 19523–81

Тип двигуна	Потужність $P$ , кВт	Частота обертання, $\text{хв}^{-1}$	$K = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$K_M = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{ном}}}$	$d_1$ , мм
<b>Синхронна частота обертання 3000 <math>\text{хв}^{-1}</math></b>					
4A80A2Y3	1,5	2850	2,0	2,2	22
4A80B243	2,2	2850			22
4A90L2Y3	3,0	2840			24
4A100S2Y3	4,0	2880			28
4A100L2Y3	5,5	2880			28
4A112M2Y3	7,5	2900			32
4A132M2Y3	11,0	2900	1,6		38
4A160S2Y3	15,0	2940	1,4		42
<b>Синхронна частота обертання 1500 <math>\text{хв}^{-1}</math></b>					
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	2,2	22
4A90L4Y3	2,2	1425			24
4A100S4Y3	3,0	1435			28
4A100L4Y3	4,0	1430			28
4A112M4Y3	5,5	1445			32
4A132S4Y3	7,5	1455			38
4A132M4Y3	11,0	1460		38	
4A160S4Y3	15,0	1465	1,4		48
<b>Синхронна частота обертання 1000 <math>\text{хв}^{-1}</math></b>					
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	2,2	24
4A100L6Y3	2,2	950			28
4A112MA6Y3	3,0	955			32
4A112MB6Y3	4,0	950			32
4A132S6Y3	5,5	965			38
4A132M6Y3	7,5	970			38
4A160S6Y3	11,0	975	1,2	2,0	48
4A160M6Y3	15,0	975	1,2		48
<b>Синхронна частота обертання 750 <math>\text{хв}^{-1}</math></b>					
4A100LB8Y3	1,5	700	1,6	1,7	28
4A112MA8Y3	2,2	700	1,8	2,2	32
4A112MB8Y3	3,0	700			32
4A132S8Y3	4,0	720			38
4A132M8Y3	5,5	720			38
4A160S8Y3	7,5	730	1,4		48
4A160M8Y3	11,0	730		48	
4A180M8Y3	15,0	730	1,2	2,0	55

Частота обертання ротора двигуна під навантаженням завжди менше синхронної через ковзання ротора щодо обертового магнітного поля. У каталозі на електродвигуни зазначені синхронна й асинхронна частоти обертання ротора при номінальному навантаженні. Асинхронна частота обертання є розрахунковою при визначенні загального передаточного числа приводу. Вибір частоти обертання ротора двигуна потрібно робити так, щоб передаточні числа окремих ступіней приводу знаходилися в межах, наведених у табл. 4.

Таблиця 4

Середні значення передаточних чисел передач механічного приводу

Тип передачі	Передаточне число
<b>Пасова</b>	2...4
<b>Зубчаста:</b>	
циліндрична закрита	2,8...6,3
конічна закрита	2,5...4,5
<b>Черв'ячна закрита:</b>	
з однозахідним черв'яком	30...63
з двухзахідним черв'яком	15...30
з чотирьохзахідним черв'яком	8...15

З каталогу необхідно виписати наступні характеристики обраного електродвигуна: тип і його умовне позначення (маркіровка), номінальну потужність  $P_d$  (кВт), асинхронну частоту обертання  $n_d$  (хв<sup>-1</sup>), коефіцієнти перевантаження при пуску  $K=T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$  і максимальний  $K_M=T_{\text{макс}}/T_{\text{ном}}$ , а також основні розміри двигуна, які необхідні для проектування приводу.

По прийнятій частоті обертання двигуна  $n_d$  і заданій частоті обертання вихідного валу  $n_{\text{вих}} = 30 \cdot \omega_{\text{вих}} / \pi$  для обраної кінематичної схеми приводу слід уточнити загальне передаточне число

$$u_{\Sigma} = \frac{n_d}{n_{\text{вих}}}.$$

З метою зменшення габаритів приводу необхідно  $u_{\text{пас}}$  приймати відповідно рекомендацій, що наведені у табл. 4. У загальному випадку для передач із клиновими і поліклиновими пасами допускається  $u_{\text{пас}} \leq 6$ .

Якщо поставлена умова дотримуватись стандартних значень передаточних чисел для зубчастих циліндричних передач, то воно повинно бути обрано з ряду значень по ДСТ 2185–66:

1–й ряд: 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0;...(переважніше);

2–й ряд: 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9,0;...



## Розбивка передаточного числа редуктора $u_{ред}$ на передаточні числа швидкохідної ступені $u_{Ш}$ і тихохідної $u_T$

У завданнях 4 і 7 необхідно в складі приводу спроектувати одноступінчатий черв'ячний редуктор, а у всіх інших завданнях у приводах використовуються різні схеми двоступінчастих редукторів.

Передаточне число двоступінчастого редуктора дорівнює

$$u_{ред} = u_{Ш} \cdot u_T,$$

де  $u_B$  – передаточне число швидкохідної ступені;

$u_T$  – передаточне число тихохідної ступені.

Розбивка  $u_{ред}$  виконується згідно рекомендацій, що приведені у табл. 5.

Таблиця 5

Розбивка  $u_{ред}$  двоступінчастих редукторів по ступінях

Редуктор	Схема	$u_T$	$u_{Ш}$
Двоступінчастий по розгорнутій схемі		$u_{ред} / u_{Ш}$	$(1, 1 \dots 1, 15) \sqrt{u_{ред}}$
Двоступінчастий спірально-ввісний		$(0, 9 \dots 0, 95) \sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$
Конічно-циліндричний		$1, 1 \sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред} / u_T$

Примітка. На приведених у таблиці схемах редукторів позначено: 1 – вхідний вал; 2 – проміжний вал; 3 – вихідний вал.

### Визначення потужностей, крутних моментів і кутових швидкостей (частот обертання) для усіх валів приводу

Звичайно потужність обраного двигуна не дорівнює потужності на вході, тобто  $P_d \neq P_{вх}$ . У загальному випадку при постійному навантаженні має мі-

ще наступне співвідношення:  $1,08 \cdot P_{\text{вх}} \geq P_{\text{д}} \geq P_{\text{вх}}$ , а при змінному –  $1,12 \cdot P_{\text{вх}} \geq P_{\text{д}} \geq P_{\text{вх}}$ . Частіше зустрічаються випадки, коли  $P_{\text{д}} > P_{\text{вх}}$ . Виникає питання щодо того, по якій потужності необхідно вести розрахунки: по  $P_{\text{вх}}$  чи по  $P_{\text{д}}$ ? У принципі можливі випадки, коли при  $P_{\text{д}} > P_{\text{вх}}$  у приводі може бути реалізована потужність більша ніж необхідна, але в більшості ж випадків це не так, і звичайно розрахунки ведуться по  $P_{\text{вх}}$ .

Примітка. Студентам при виконанні курсового проекту рекомендується розрахунки вести по потужності на валу двигуна  $P_{\text{вх}} = P_{\text{вих}} / \eta_{\Sigma}$ .

Результати розрахунку потужностей, крутних моментів і кутових швидкостей (частот обертання) для усіх валів приводу зводяться в таблицю (табл. 6).

Таблиця 6

Формули для розрахунку  $P_i$ ,  $n_i$ ,  $\omega_i$  і  $T_i$

Вали	$u_i$	$\eta_i$	$P_i$ , кВт	$n_i$ , хв <sup>-1</sup>	$\omega_i$ , с <sup>-1</sup>	$T_i$ , кНм
1			$P_1 = P_{\text{вх}}$	$n_1 = n_{\text{д}}$	$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30}$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
2	$u_{12}$	$\eta_{12}$	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{12}$	$n_2 = n_1 / u_{12}$	$\omega_2 = \omega_1 / u_{12}$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
3	$u_{23}$	$\eta_{23}$	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{23}$	$n_3 = n_2 / u_{23}$	$\omega_3 = \omega_2 / u_{23}$	$T_3 = P_3 / \omega_3$
4	$u_{34}$	$\eta_{34}$	$P_4 = P_3 \cdot \eta_{34} = P_{\text{вих}}$	$n_4 = n_3 / u_{34}$	$\omega_4 = \omega_3 / u_{34}$	$T_4 = P_4 / \omega_4$

У таблиці 6 вал 1 – вал електродвигуна.

У ряді завдань (4, 6, 8, 9, 10 Додатку 1) окремі вали з'єднуються через муфту. У цих випадках обидві частини вала позначені однаковими цифрами, але номер другої половини вала зі штрихом. Наприклад, у завданні 4, вал двигуна і вхідний вал редуктора з'єднані муфтою, при цьому вал двигуна позначений номером 1, а вхідний вал редуктора номером 1'. У таких випадках таблицю необхідно доповнити рядками для відображення в них значень потужностей і крутних моментів на валах, позначених номерами зі штрихами (наприклад, 1', 2' і т.д.). Зрозуміло, що  $\omega_{i'} = \omega_i$ ;  $n_{i'} = n_i$ ;  $P_{i'} = P_i \cdot \eta_{\text{муфти}}$ ;  $T_{i'} = T_i \cdot \eta_{\text{муфти}}$ .

### Проектування пасової передачі

Вихідними даними для розрахунку пасової передачі є: потужність на валу двигуна  $P_{\text{вх}}$ , частота обертання двигуна  $n_{\text{д}}$ , передаточне число передачі  $u_{\text{пас}}$ , число змін роботи (у курсовому проекті рекомендується приймати однозмінну роботу передачі). У завданнях 4, 8, 9 і 10 приводи не містять пасову передачу. У завданнях 1 і 5 необхідно спроектувати поліклінову, а в інших

завданнях (2, 3, 6, і 7) – клинопасову передачу. У [3, 4, 5, 8] приведені методичні вказівки з розрахунку пасових передач і є приклади розрахунку. Так, наприклад, у [5, стор. 34 – 37] приведені приклади розрахунку клинової передачі (Приклад 1) і поліклинової (Приклад 2).

### Проектування зубчастої передачі

Методика і послідовність проектування зубчастих циліндричних, конічних і черв'ячних передач із прикладами розрахунку в чисельному виді викладені у відповідних розділах посилань [1–4].

Проектний розрахунок відкритої зубчастої передачі виконується з умови міцності зубців на вигин  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$ . Це обумовлено тим, що відкрита зубчаста передача працює в умовах поганого змащення. При цьому поверхневі тріщини не встигають розвиватися. Передача виходить з ладу в результаті абразивного зносу зубців з можливим їх зломом. У результаті проектного розрахунку визначають модуль зубчастих коліс  $m$ , а числа зубців просто приймаються.

Проектний розрахунок закритої зубчастої і черв'ячної передач звичайно виконується з умови контактної міцності зубів  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ . Закрита зубчаста передача працює в умовах гарного змащення і практично не зношується. Така передача виходить з ладу через втомне руйнування робочих поверхонь зубців. З проектного розрахунку зубчастої передачі визначають діаметр шестірні  $d_1$  (або міжцентрову відстань  $a$  для черв'ячної передачі), а модуль зубчастих коліс приймається по відповідній залежності від  $d$  чи  $a$ .

Критерії, по яких ведеться проектний розрахунок різних зубчастих і черв'ячних передач, а також інформація про приклади таких розрахунків приведені в таблиці 7.

Після виконання проектного розрахунку зубчастих передач студент повинен виконати розрахунок геометричних параметрів зубчастих коліс і зачеплення з урахуванням вимог стандартів.

Таблиця 7

Критерії розрахунку передач

Передача		Проектний розрахунок		Приклади розрахунку, [5]
		Умова міцності	Результат розрахунку	
Відкрита зубчаста		$\sigma_F \leq [\sigma_F]$	$m$	с. 126 – 129 (приклад 4)
Закрита зубчаста	циліндрична	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$d_1$	с. 118 – 121 (приклад 1)
	конічна	$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$d_1$	с. 121 – 124 (приклад 2)
Черв'ячна		$\sigma_H \leq [\sigma_H]$	$a_w$	с. 131 – 133 (приклад 6)

## Проектування валів

Проектування вала виконується у декілька етапів:

- визначення середнього діаметра вала з розрахунку на крутіння по занижених припустимих напругах  $[\tau]$ ;
- ескізне компоновання редуктора (при цьому визначаються довжини і діаметри ділянок вала);
- визначення зовнішніх сил, що діють на вал (сили в зачепленні зубчастих коліс, сили від натягу пасової передачі, реакції опор, тощо);
- побудова епюр згинаючих і обертаючих моментів і визначення еквівалентних моментів у небезпечних перерізах вала;
- уточнення діаметрів ділянок вала з розрахунку по еквівалентних напругах;
- уточнення конструкції вала;
- перевірочний (остаточний) розрахунок вала на витривалість.

Вали підлягають дії обертаючих моментів, а іноді і дії подовжніх сил розтягу–стискання, до того ж напруги вигину змінюються по симетричному циклу, а напруги крутіння – по віднульовому (так умовно прийнято).

При проектному розрахунку валів відомі обертаючі моменти і частоти обертання, а згинаючі моменти невідомі, тому що невідомі осьові розміри валів. Тому перед розробкою конструкції вала визначають середній діаметр вала з розрахунку на крутіння по занижених припустимих напругах  $[\tau]$

$$d_i = \sqrt[3]{T_i / (0,2 \cdot [\tau])},$$

де  $[\tau] = 15 \dots 20$  МПа.

Після визначення середнього діаметра вала, розмірів зубчастих коліс і шківів пасової передачі, виконують ескізне компоновання редуктора, у процесі якого розробляють основу конструкції вала.

Примітка: конструкцію вала можна розробити прийнявши, наприклад, для вхідного вала діаметр кінця вала рівним  $d \approx d_b = d_1$ . Для вихідного вала редуктора розміри кінця вала можна прийняти по розмірах обраної стандартної муфти [5, с. 268 – 272].

Основи конструювання вала приведені в [5, с. 177 – 181; 7, с. 158 – 164].

На рисунку наведений приклад розробки конструкції вала, для якого діаметр кінцевої ділянки був прийнятий рівним  $d=28$  мм. На цьому кінці вала установлений відомий шків клинопасової передачі. Довжина кінцевої ділянки вала дорівнює довжині ступиці шківа, що була прийнята рівній ширині обода шківа. На малюнку зроблені збільшені винесення характерних конструктивних елементів вала з посиланнями на джерело [5]. Аналогічні рекомендації містяться й у [7].

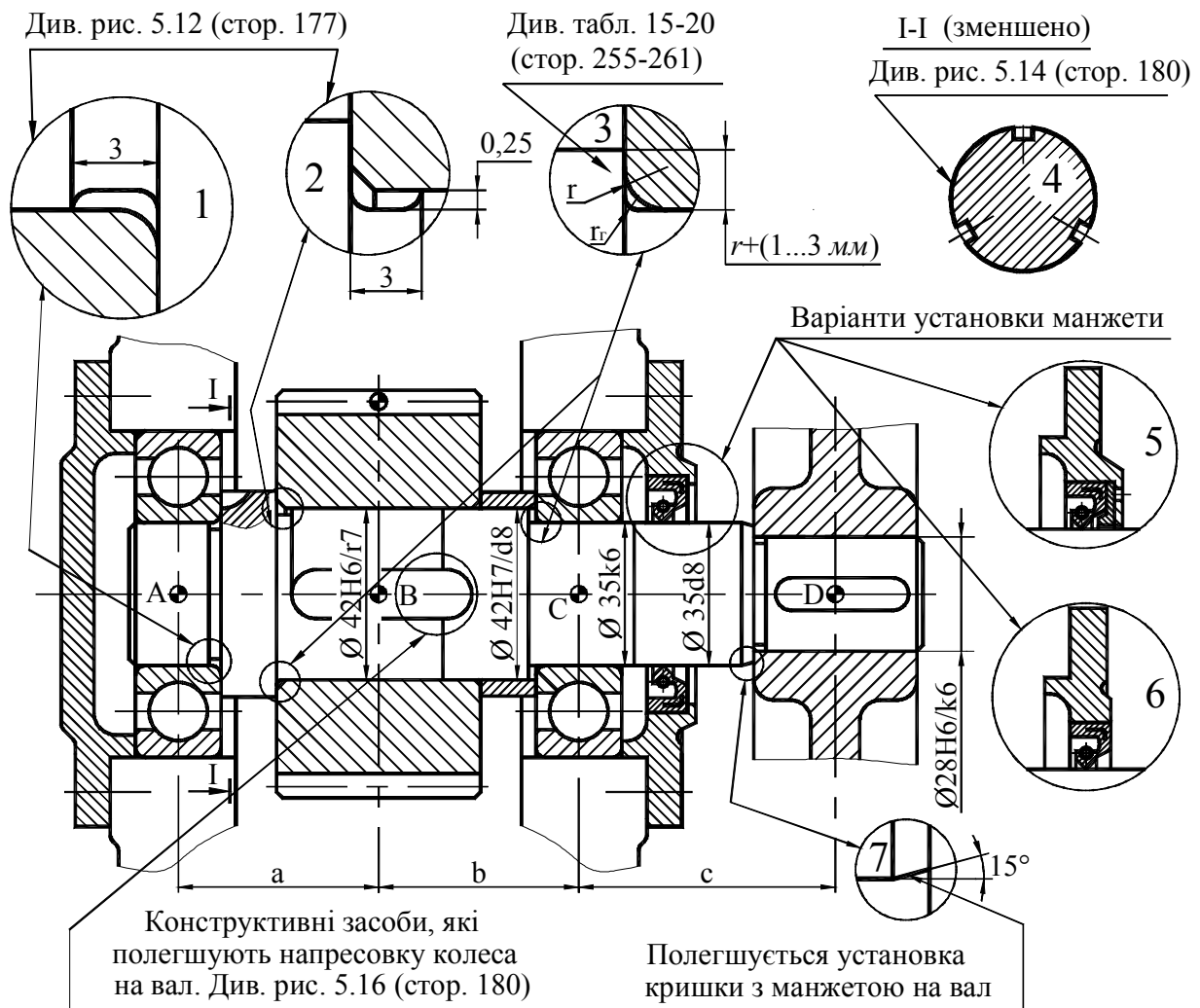


Рис. 1. Приклад конструкції вхідного вала одноступеневого циліндричного редуктора

### Ескізне компоновання редуктора

Ескізне компоновання редуктора є важливим етапом проектування редуктора в цілому і його окремих деталей (вали, зубчасті колеса, корпус, кришки й ін.). Вихідними параметрами для виконання ескізного компоновання є діаметри зубчастих коліс, ширина зубчастих вінців, довжини ступиць, міжцентрові відстані, діаметри валів і ін. Рівень деталізації при виконанні ескізного компоновання може бути різним. У найпростішому варіанті вали, наприклад, можуть зображуватися гладкими (безступінчастими). Для досвідченого конструктора звичайно досить мати для подальшої роботи спрощене компоновання, тому що головною метою компоновання є визначення осевих розмірів валів. Студентам рекомендується виконувати більш детальне компоновання, на якому вали зображуються ступінчастими.

Ескізне компоновання редуктора звичайно виконують на міліметровій шкалі в масштабі 1:1. Основні положення і методика виконання ескізного компоновання з прикладами компоновання різних редукторів і прикладами їхніх конс-

трукцій містяться в [5, с. 136 – 168]. Приклади ескізних компоувань розпо-  
всюджених редукторів приведені в Додатку 2 цих вказівок.

Одержавши осьові розміри валів з ескізного компоування редуктора,  
складають розрахункові схеми валів і виконують їх розрахунок на складний  
опір (крутіння і вигин) [5, с. 169 – 177].

Загальні рекомендації з конструювання валів, а також посилання на ме-  
тодичну літературу наведені в [5, с. 177 – 181; 7, с. 158 – 164].

Перевірочний розрахунок тихохідного валу на витривалість роблять  
тільки після виконання робочого креслення, по якому можуть бути оцінені  
концентратори напруг, які знижують утомлену міцність вала. Методика і по-  
слідовність виконання розрахунку вала на витривалість представлені в [1, с.  
275–279; 2, с. 263–266; 5, с. 181–185]. Приклад перевірного розрахунку вала  
приведений у [5, с. 188 – 189].

Розрахунок підшипників кочення валів у завданні роблять по динаміч-  
ній вантажопідйомності. При цьому використовують значення реакцій, які  
отримані при розрахунку вала на складний опір. Методика і порядок розраху-  
нку підшипників кочення приведені в методичних посібниках [2, с. 332–341;  
5, с. 196–203; 7, с. 101–112].

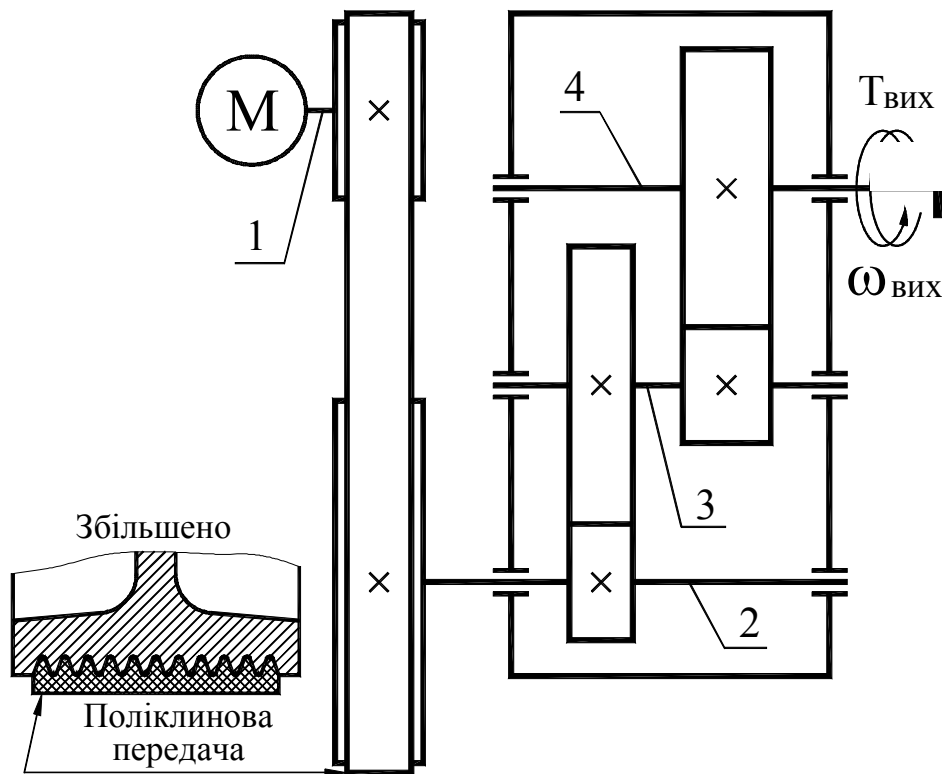
## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Гузенков П.Г. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1986.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1984.
3. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей ма-  
шин. Ч. 1, - 2-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк.  
ун-те, 1987.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей ма-  
шин. Ч. 2. - 2-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк.  
ун-те, 1988.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей ма-  
шин. 3-е изд., перераб. и доп. - Харьков: Выща шк. Изд-во при Харьк. ун-те,  
1991.
6. Иванов М.Н., Иванов В.Н., Детали машин. Курсовое проектирование.  
- М.: Высш. шк., 1975.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин.  
- М.: Высш. шк., 1985, 1998.
8. Курсовое проектирование деталей машин / Под ред. Кудрявцева В. Н.  
– Л.: Машиностроение, 1984.

## ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

## Завдання 1

Спроектувати привід конвеєру, що складається з електродвигуна, поліклинової передачі і двоступінчастого циліндричного редуктора. Значення обертового моменту  $T_{\text{вих}}$  і кутової швидкості  $\omega_{\text{вих}}$  на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора  $L_h$ , приведені в таблиці 1.

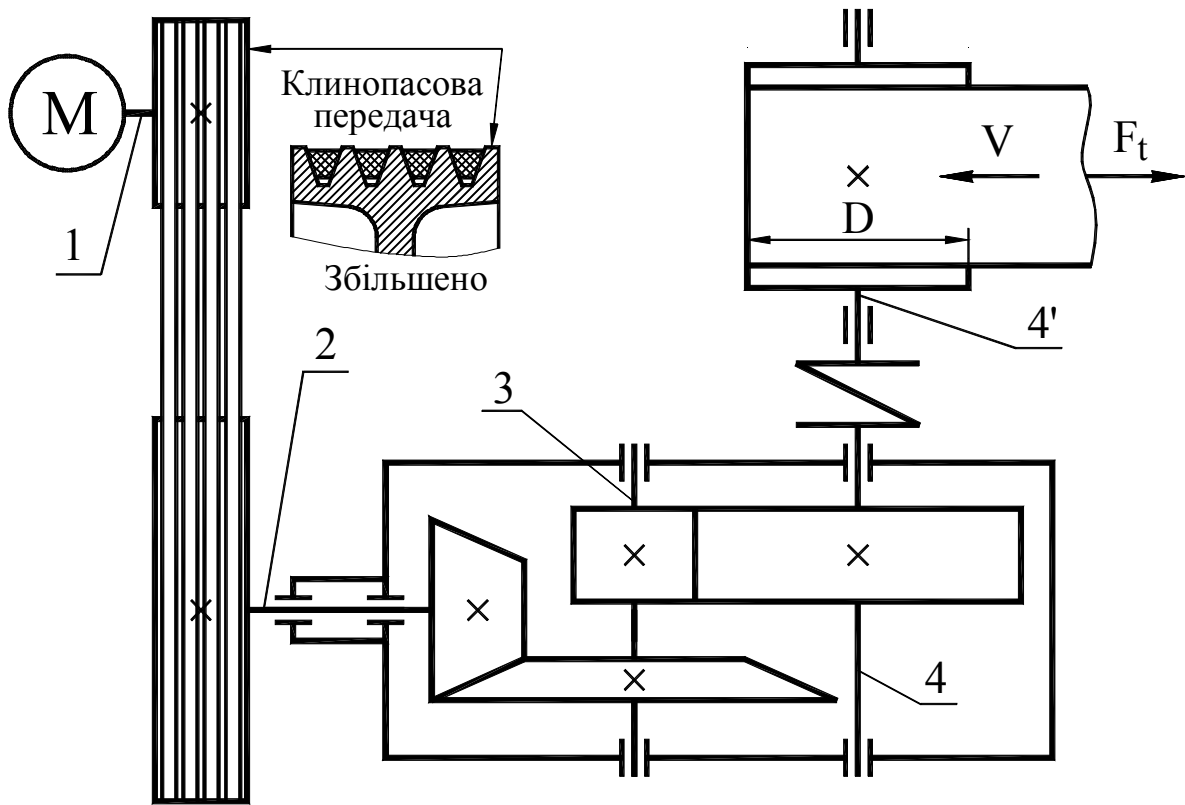


Таблиця 1

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,6	1,2	2,0	1,8	1,0	0,8	1,0	0,6	0,6	1,0
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	3,0	2,5	2,8	3,2	4,0	4,2	3,4	4,1	3,6	3,5
$L_h, \text{тис. год.}$	12	14	16	18	15	20	18	17	13	19

## Завдання 2

Спроекувати привід стрічкового конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і конічно-циліндричного редуктора. Значення окружної сили  $F_t$ , окружної швидкості  $V$ , діаметра барабану  $D$ , терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 2.



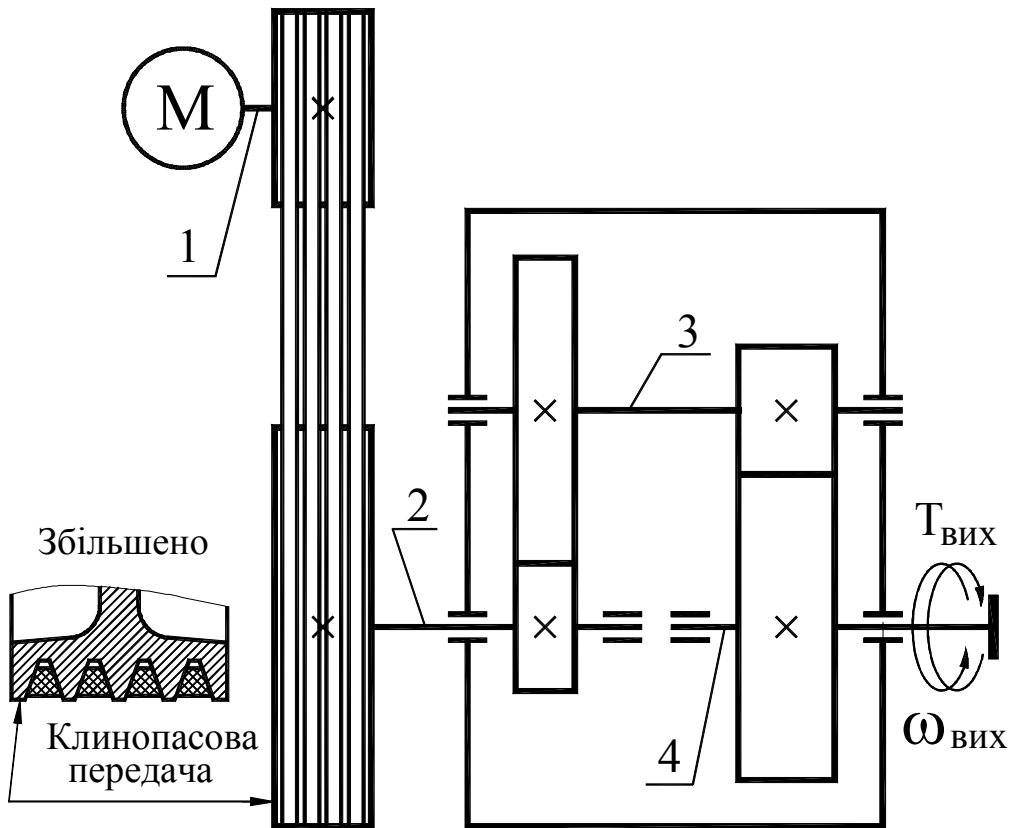
Таблиця 2

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	3,6	3,8	4,2	4,5
$v$ , м/с	1,1	1,2	1,0	1,15	1,25	0,8	0,75	0,85	0,9	1,0
$D$ , м	0,30	0,40	0,32	0,27	0,35	0,28	0,28	0,33	0,30	0,25
$L_h$ , тис. год.	16	18	20	14	15	17	19	13	22	20



### Завдання 3

Спроекувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і співвісного циліндричного редуктора. Значення обертального моменту  $T_{\text{вих}}$  і кутової швидкості  $\omega_{\text{вих}}$  на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 3.

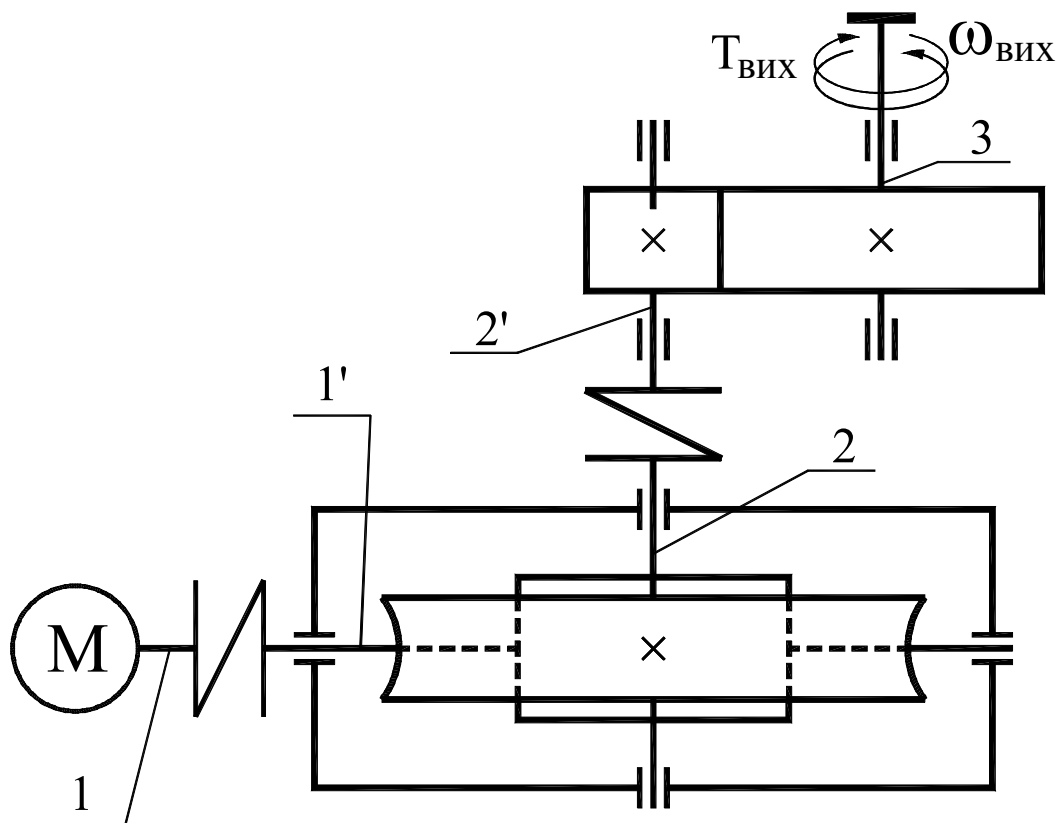


Таблиця 3

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	0,8	0,6	0,8	0,6
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	3,2	3,5	3,8	4,1	4,4	4,7	5,0	5,3	5,6	5,9
$L_h, \text{тис. год.}$	20	18	16	20	18	16	20	18	16	14

### Завдання 4

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, черв'ячного редуктора і відкритої зубчастої передачі. Значення обертового моменту  $T_{\text{вих}}$  і частоти обертання  $\omega_{\text{вих}}$  вихідного вала редуктора, а також терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 4.

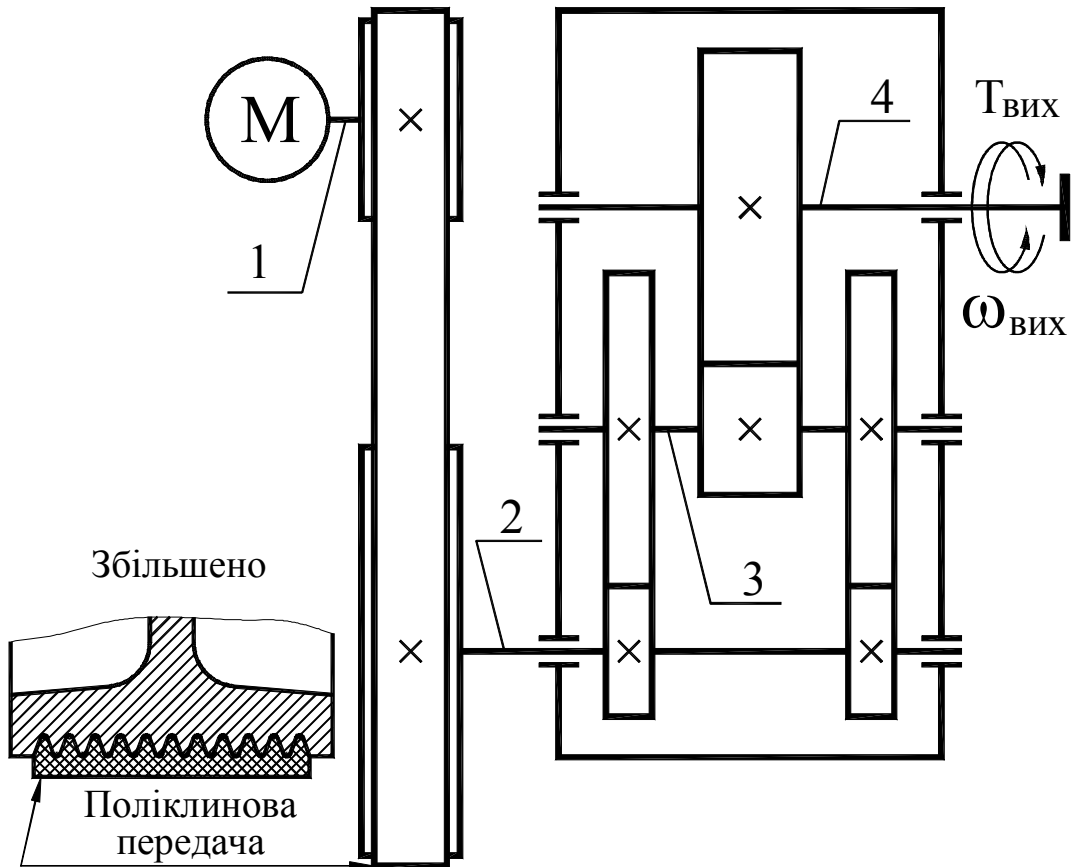


Таблиця 4

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	3,0	1,2	2,0	1,8	1,0	0,8	1,0	0,6	0,6	1,0
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
$L_h, \text{тис. год.}$	10	11	12	13	14	10	11	12	13	14

### Завдання 5

Спроектувати привід навантажувача, що складається з електродвигуна, поліклинової передачі і двоступінчастого редуктора з роздвоєною швидкохідною ступінню. Значення обертального моменту  $T_{\text{вих}}$  і кутової швидкості  $\omega_{\text{вих}}$  на вихідному валу редуктора, а також терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 5.

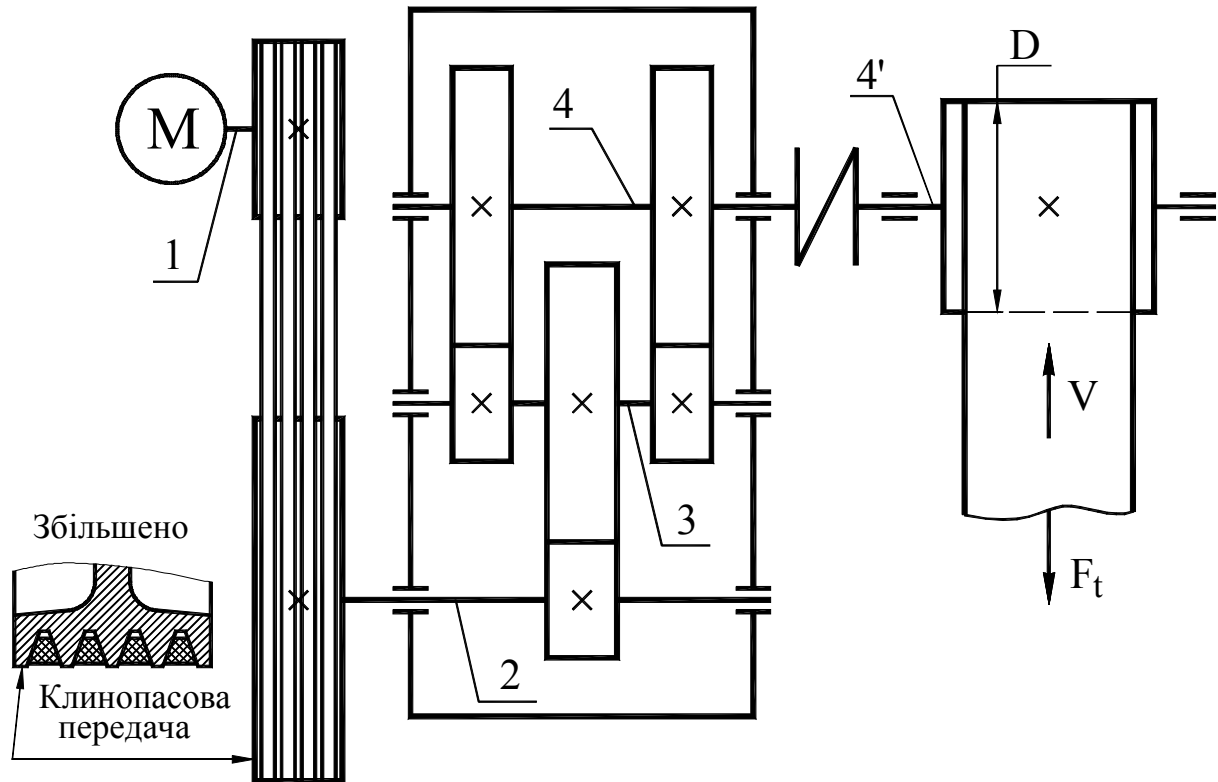


Таблиця 5

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,2	1,5	2,0	2,2	3,4	0,6	0,5	1,0	1,8	2,8
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	3,2	2,8	2,5	2,3	2,6	2,8	2,6	2,2	2,7	3,1
$L_h, \text{тис. год.}$	20	25	24	23	22	21	16	14	12	26

### Завдання 6

Спроектувати привід стрічкового конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і двоступінчастого редуктора з роздвоєною тихохідною ступінню. Значення окружної сили  $F_t$ , окружної швидкості  $V$ , діаметр барабану  $D$ , а також терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 6.

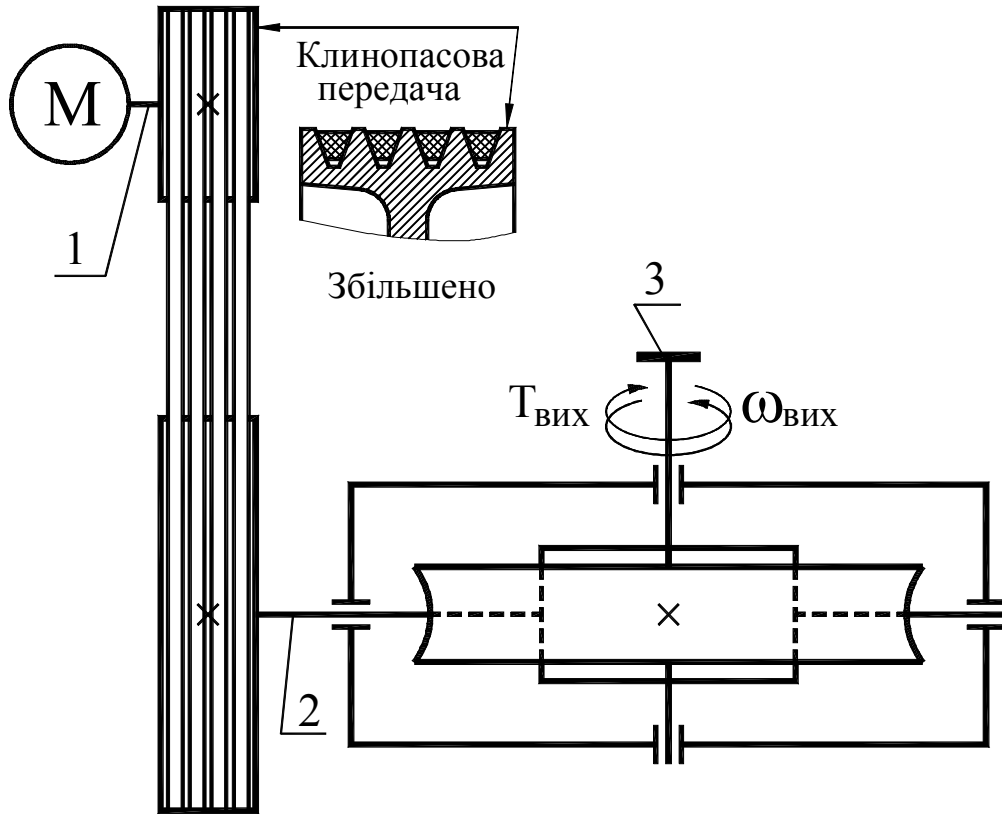


Таблиця 6

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	6,0	5,0	7,5	6,5	4,0	8,0	9,0	11,0	7,0	10,5
$v$ , м/с	0,7	0,8	0,5	0,75	0,85	0,6	0,55	0,5	0,6	0,7
$D$ , м	0,40	0,30	0,25	0,27	0,40	0,32	0,25	0,30	0,25	0,30
$L_h$ , тис. год.	10	11	12	13	14	15	16	17	18	20

### Завдання 7

Спроектувати привід транспортера, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і черв'ячного редуктора. Значення обертового моменту  $T_{\text{вих}}$  і кутової швидкості  $\omega_{\text{вих}}$  вихідного вала, а також терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 7.

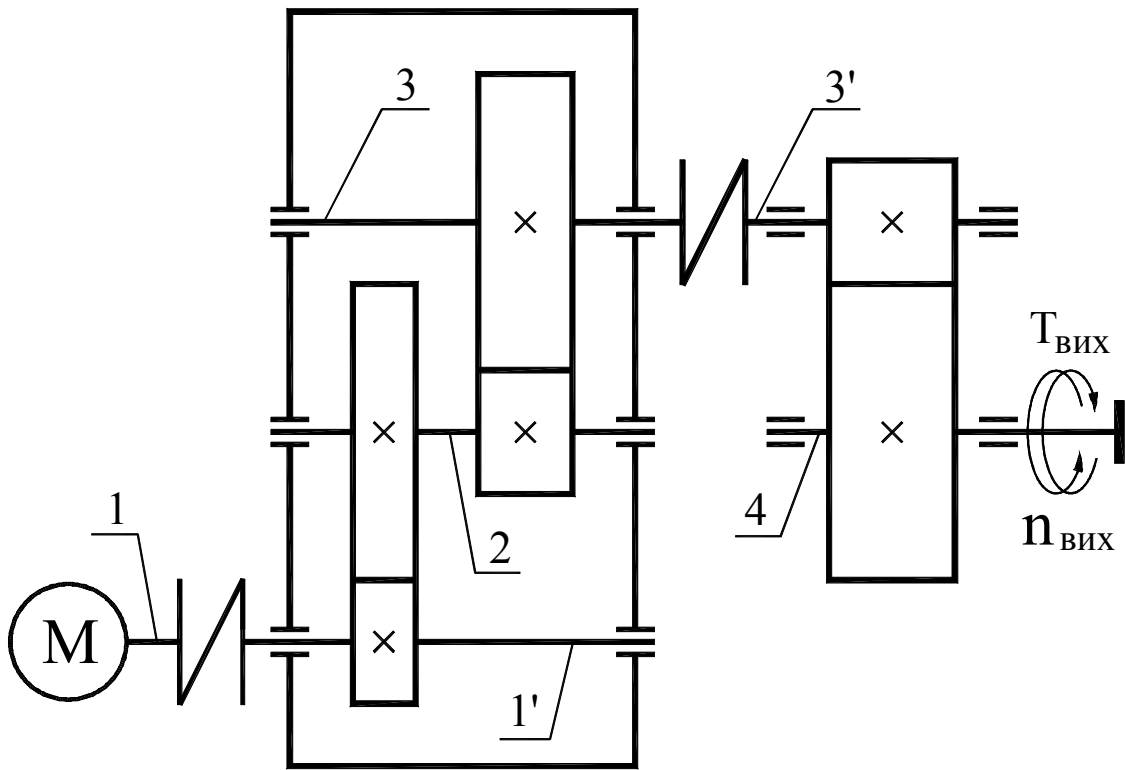


Таблиця 7

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}$ , кН·м	2	0,8	0,4	0,8	4,0	2,0	1,0	0,5	0,8	0,8
$\omega_{\text{вих}}$ , с <sup>-1</sup>	2,5	3,0	3,5	4,0	1,0	1,5	2,0	2,5	1,5	2,0
$L_h$ , тис. год.	10	12	14	16	10	12	14	16	10	12

### Завдання 8

Спроектувати привід транспортера, що складається з електродвигуна, двоступінчастого циліндричного редуктора і відкритої зубчастої передачі. Значення обертального моменту  $T_{\text{вих}}$  і частоти обертання  $n_{\text{вих}}$  вихідного валу, а також терміну служби редуктора  $L_h$  і тип швидкохідної ступіні приведені в таблиці 8.

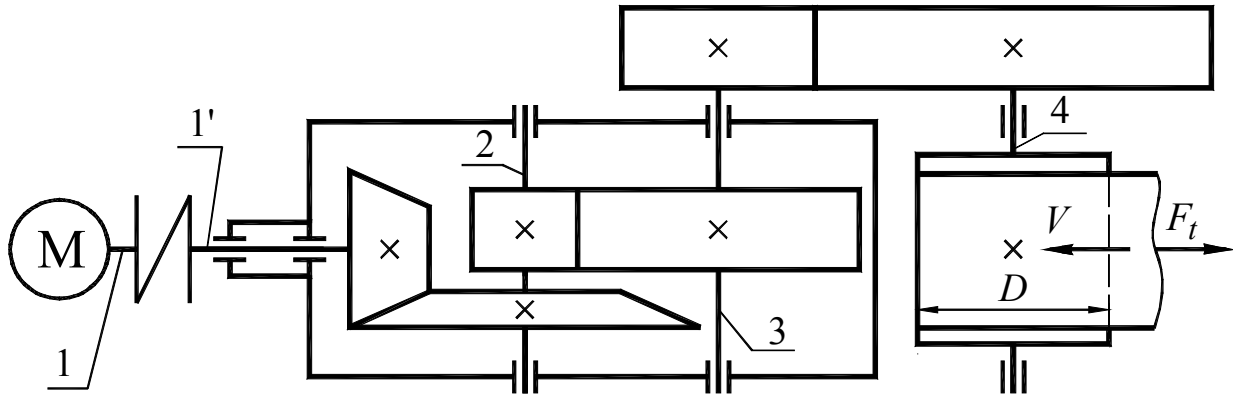


Таблиця 8

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,95	0,9	0,85	0,81	0,79	0,76	1,11	1,26	0,72	0,53
$n_{\text{вих}}, \text{хв}^{-1}$	25	30	35	40	45	50	30	25	40	45
$L_h, \text{тис. год.}$	15	16	17	18	19	20	12	14	16	18
Тип передачі	прямозуба					косозуба				

### Завдання 9

Спроектувати привід стрічкового конвеєра, що складається з електродвигуна, відкритої зубчастої передачі, конічно-циліндричного редуктора, муфти і приводного барабану. Значення окружної сили  $F_t$ , окружної швидкості  $V$ , діаметра барабану  $D$  приведені в таблиці 9. Термін служби редуктора становить 15 тис. годин.

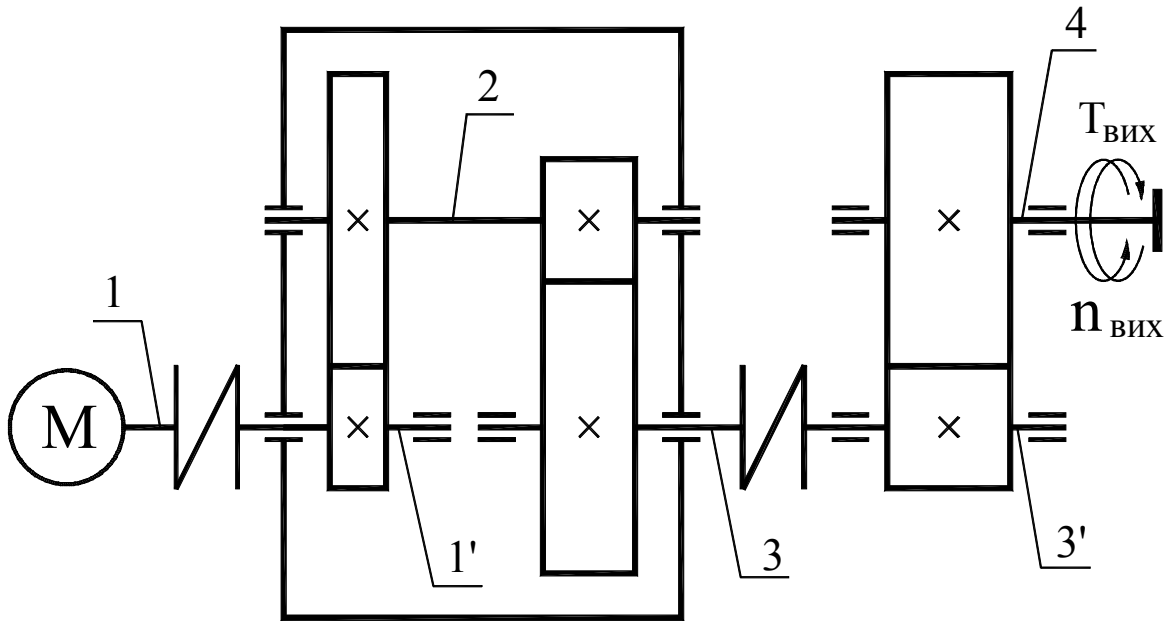


Таблиця 9

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	4,0	5,0	6,0	3,5	4,0	8,0	7,0	6,0	8,2	7,0
$v$ , м/с	1,1	1,2	1,3	1,4	1,1	0,8	0,9	0,85	0,9	1,1
$D$ , м	0,30	0,40	0,32	0,28	0,30	0,30	0,40	0,40	0,35	0,30

### Завдання 10

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, відкритої зубчастої передачі і співвісного редуктора. Значення обертового моменту  $T_{\text{вих}}$  і частоти обертання  $n_{\text{вих}}$  вихідного вала, а також терміну служби редуктора  $L_h$  приведені в таблиці 10.



Таблиця 10

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	0,8	0,8
$n_{\text{вих}}, \text{хв}^{-1}$	60	55	50	45	40	35	30	35	40	45
$L_h, \text{тис. год.}$	12	12	12	12	12	16	16	16	16	16



Для нотатків

Для нотатків

Для нотатків

Навчальне видання

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ**  
до КП з дисципліни «Деталі машин»  
(розділ «Проектування приводу конвеєру»)

для студентів денної і заочної форм навчання  
спеціальності 131 – «Прикладна механіка»

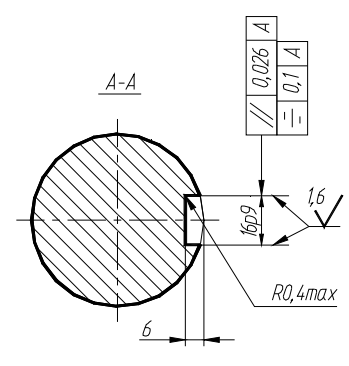
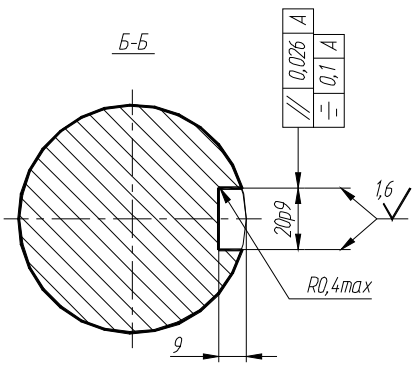
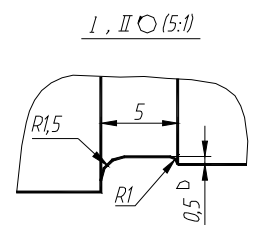
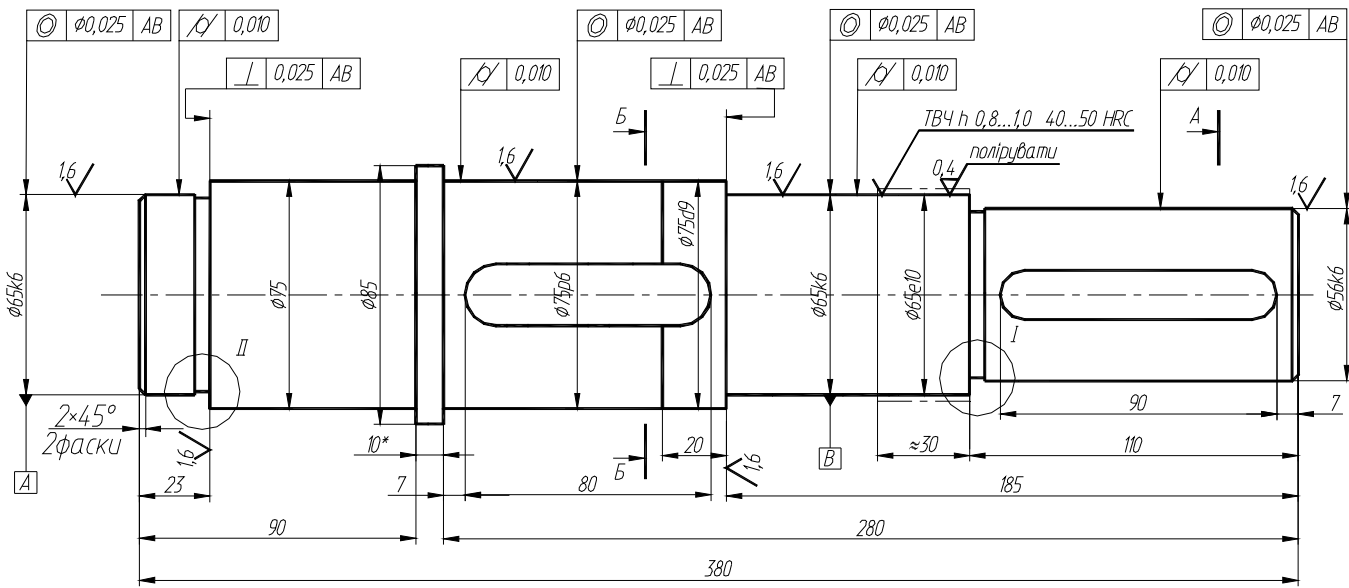
Укладачі: ПЕРЕГОН Володимир Андрійович,  
КАРПЕНКО Володимир Олександрович,  
КОРЯК Олександр Олексійович  
ШАРАПАТА Андрій Сергійович

Відповідальний за випуск *В. А. Перегон*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *А. С. Шарапата*

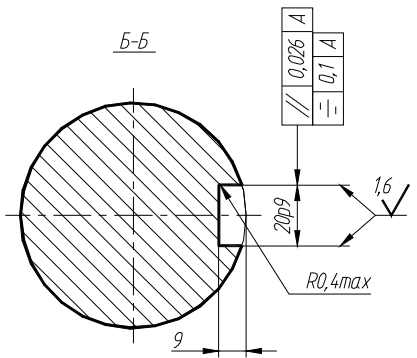
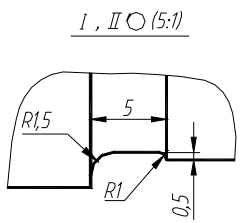
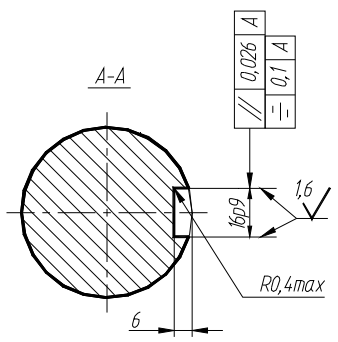
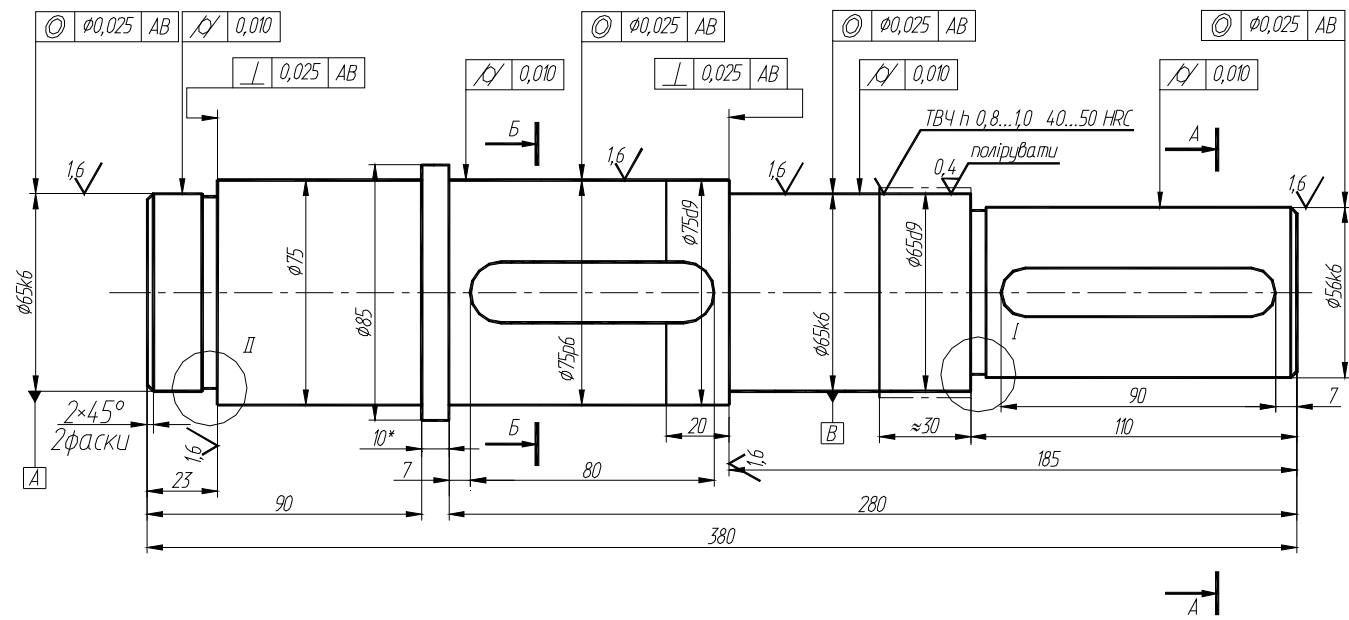
6,3 (✓)



1. 270...290.HB окрім міст зазначених окремо.
2. Радіуси округлень не більше ніж 1,2 мм.
3. Невказані граничні відхилення розмірів: отворів H14, валів h14, інших  $\pm IT14/2$ .
4. \*Розмір для довідок.

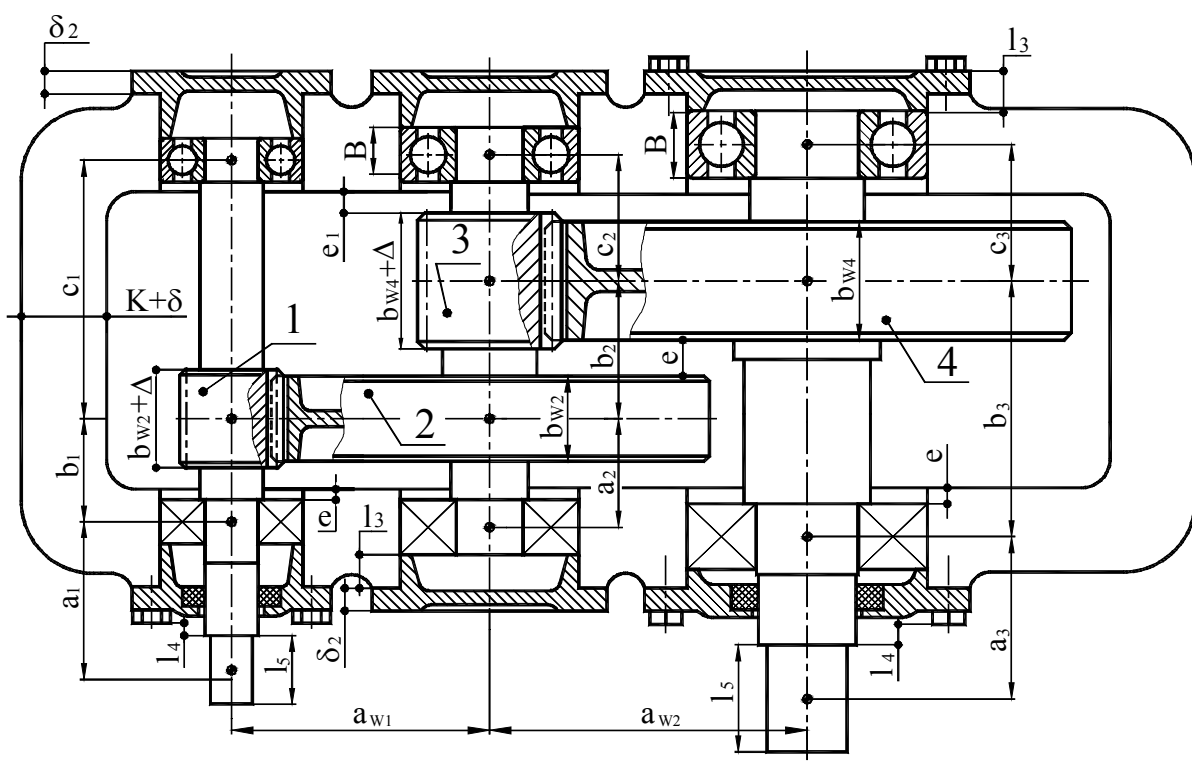
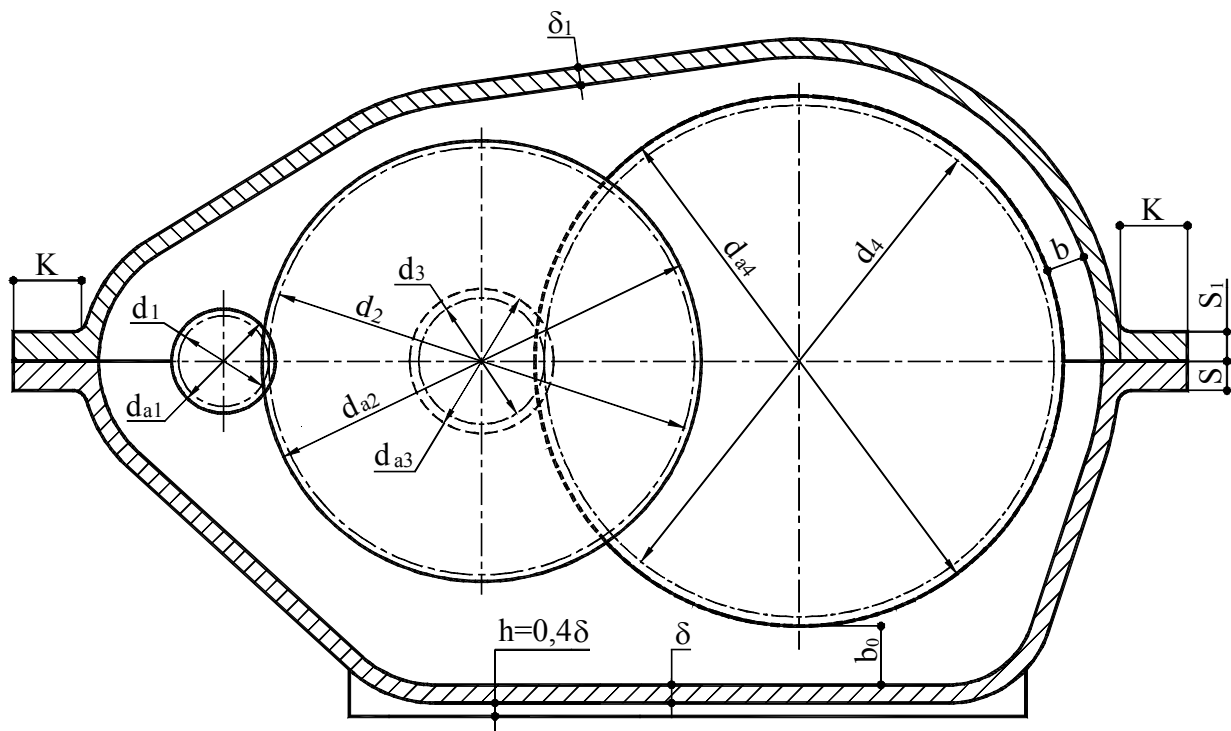
A. ДТМ. XX.XX.XX.XXXXXX			
Эм. Арх.	№ док.м.	Підп.	Дата
Розроб.	Перегон В. А.		
Перевір.	Коряк О. О.		
Т. контр.	Момот Д. І.		
Н. контр.			
Затв.			
Вал			Лит. Маса Масштаб
			у
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71			Аркциш Аркцишів
			ХНАДУ

6,3 (✓)

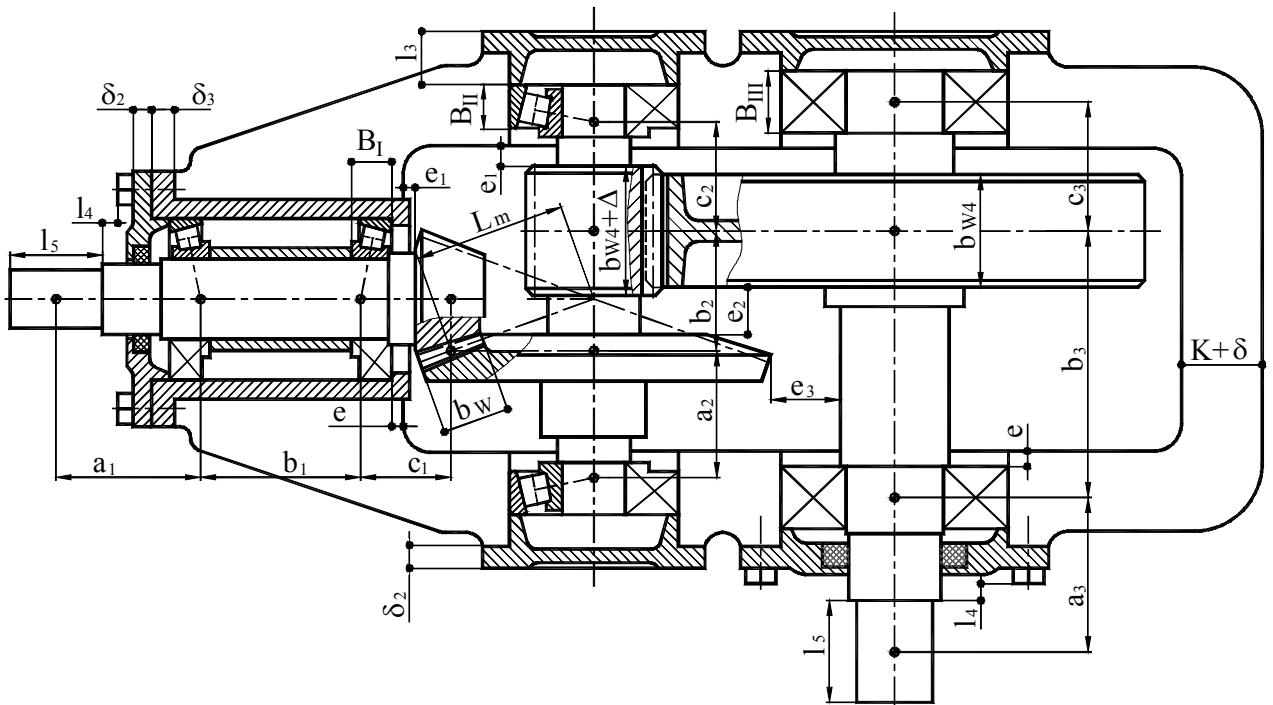
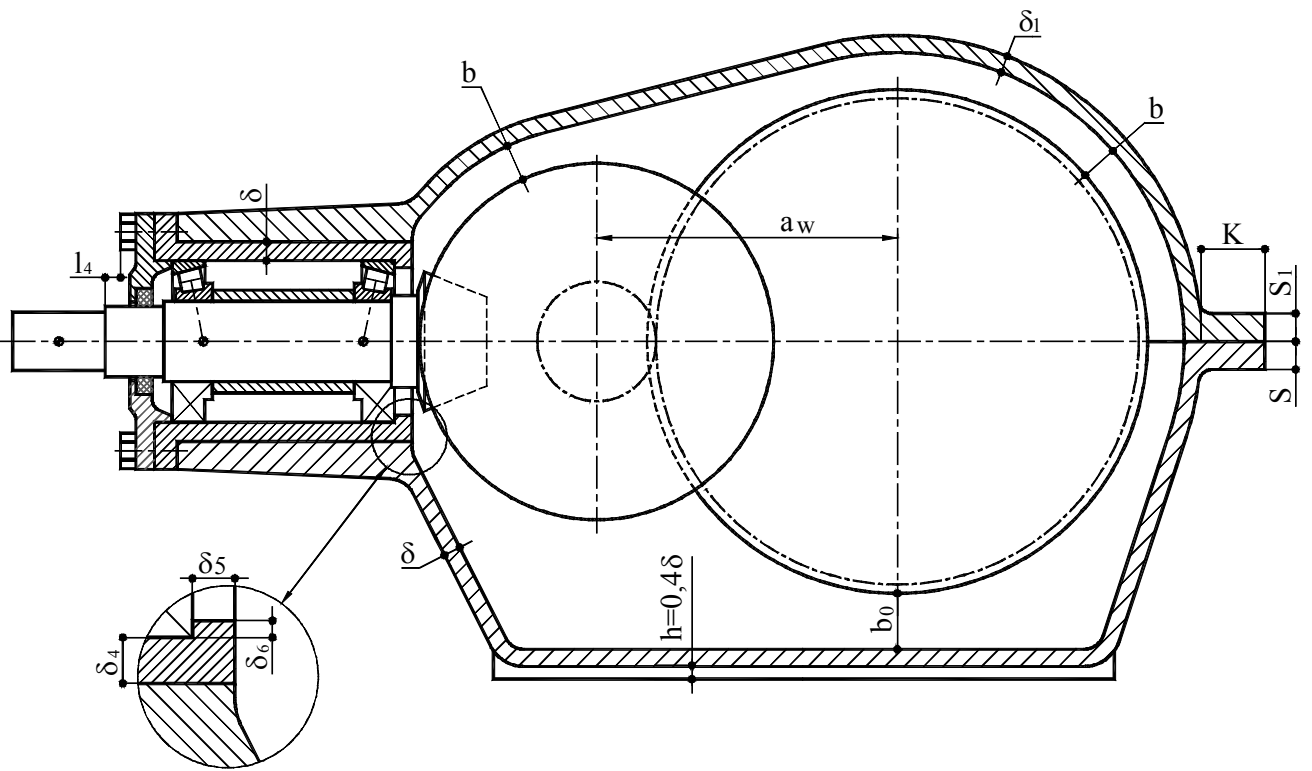


1. 270...290 НВ окрім міст зазначених окремо.
2. Радіуси округлень не більше ніж 1,2 мм.
3. Невказані граничні відхилення розмірів: отворів H14, валів h14, інших + IT14/2.
4. \*Розмір для довідок.

				А.ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX			
Эм. Арк.	№ док.м.	Підп.	Дата	Вал	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.	Перегон В.Д.				У		
Перевір.	Коряк О. О.				Аркши	Аркши	
Т. контр.	Момот Д. І.						
Н. контр.				Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		ХНАДУ	
Затв.							



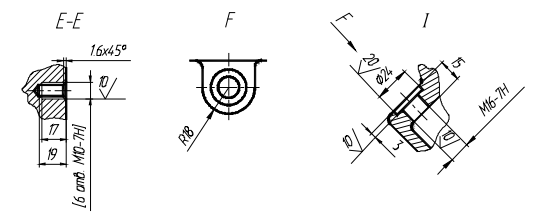
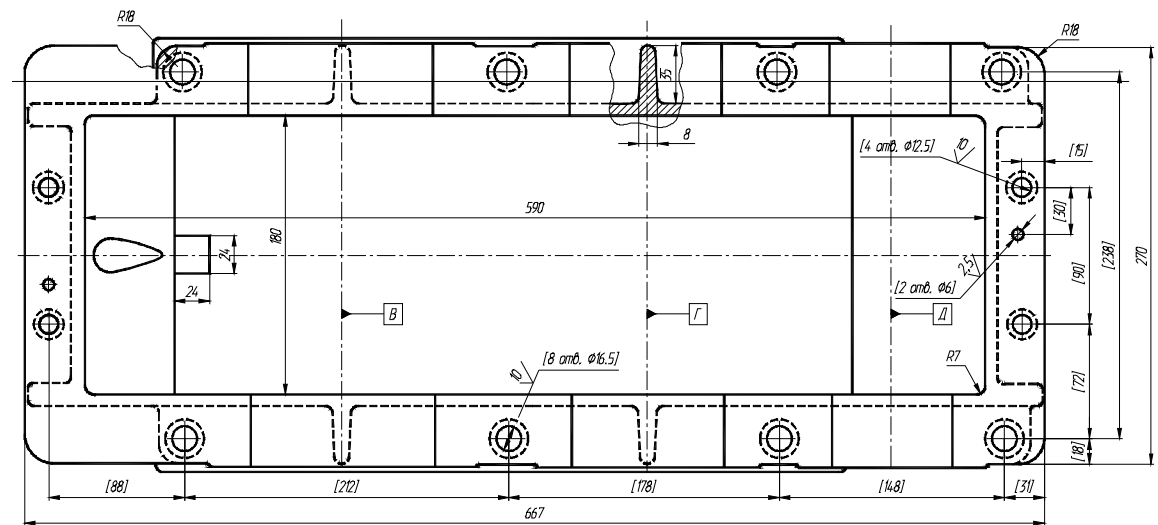
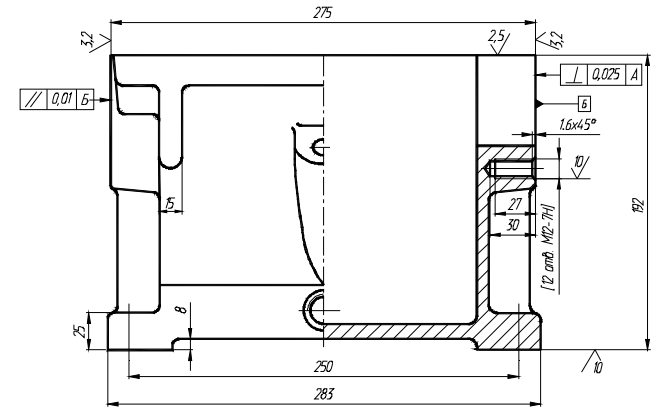
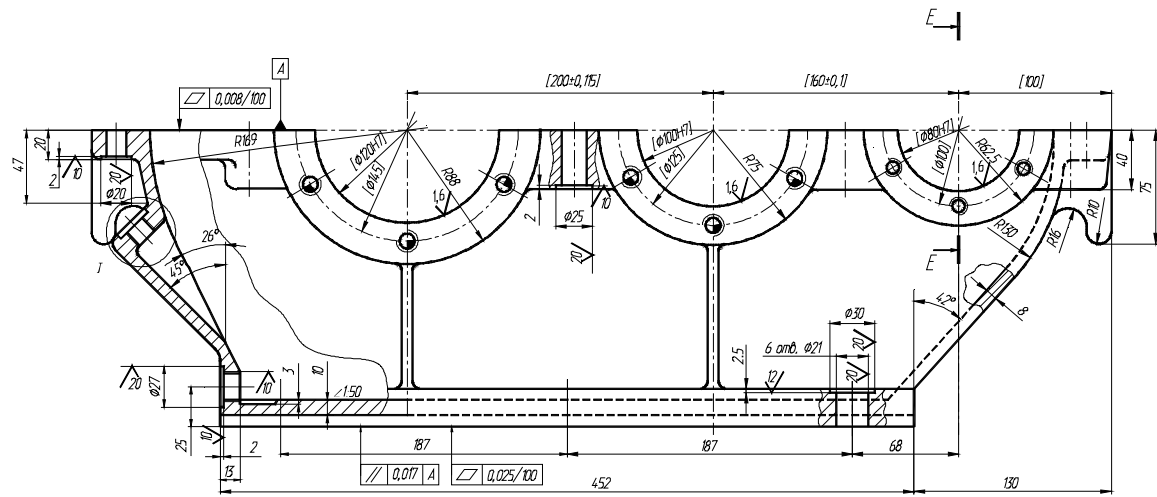
				А.ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX			
Эк. Арх.	№ докум.	Лист	Дата	Эскизная компоновка двухступенчатого редуктора	Лит	Масса	Масштаб
Разраб.	Перегон В.А.				У		
Провер.	Караж С.О.				Архив	Архив	
Т. контр.	Мамат Д.И.				ХНАДУ		
Н. контр.							
Затв.							



				А.ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX		
Эк. Изр.	№ докум.	Лист	Дата	Ескизна компоновка		Лит.
Разраб.	Перегон В.А.			конічно-циліндричного		Маса
Перевір.	Коржак О.О.			редуктора		Масштаб
Т. контр.	Мороз Д.І.					Арки
Н. контр.						Арки
Затв.						ХНАДУ



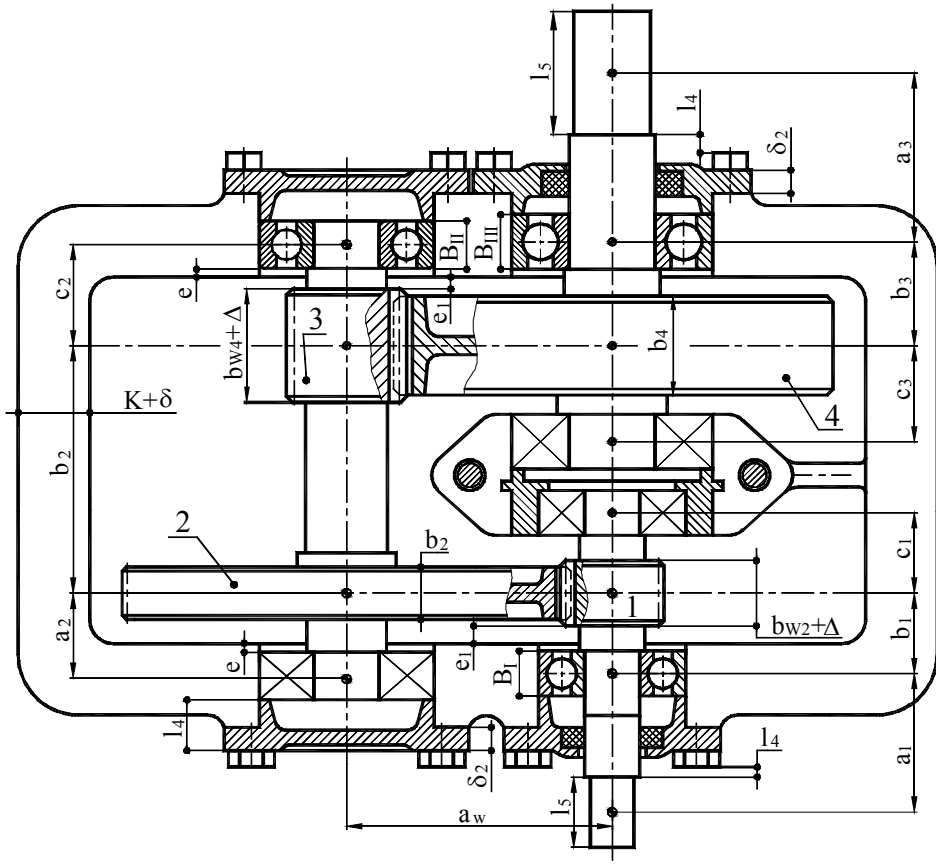
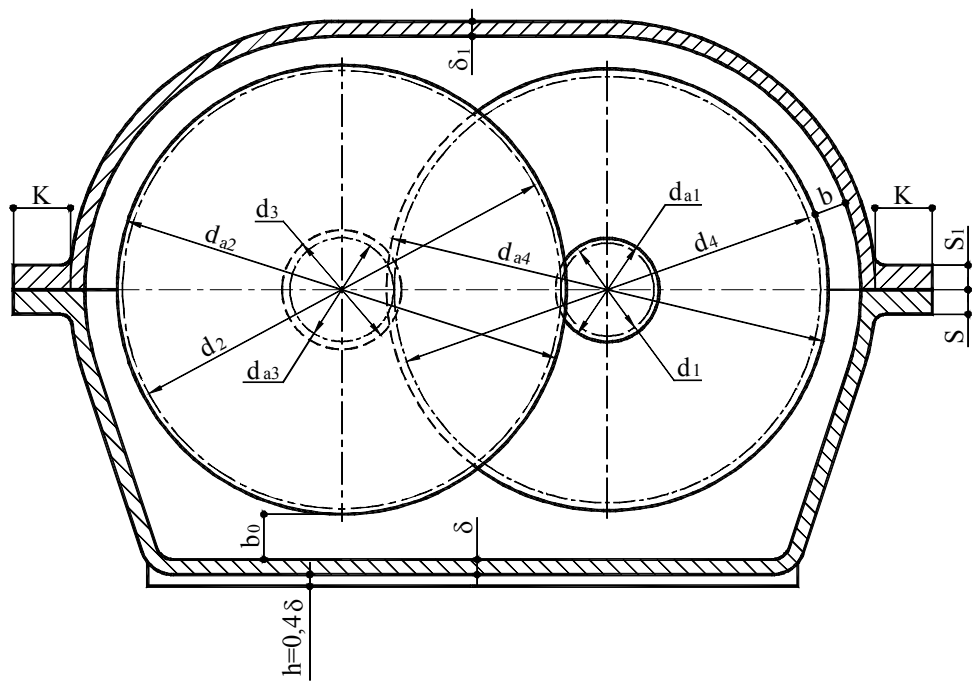
✓ (✓)



1. Заготовку корпусу піддати старінню.
2. Непаралельність осей В, Г, Д не більш ніж 0,001 на 100 мм.
3. Незазначені ливарні радіуси 5...8 мм.
4. Незазначені граничні відхилення розмірів і діаметрів Н14, h14 інших  $\pm IT14/2$ .
5. Ливарні ухили 3...5°.
6. Розміри в [ ] виконати разом із кришкою.

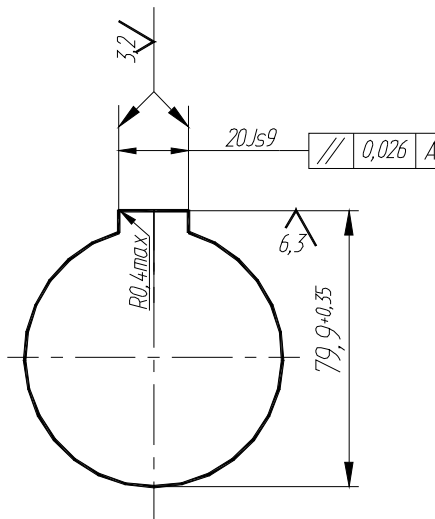
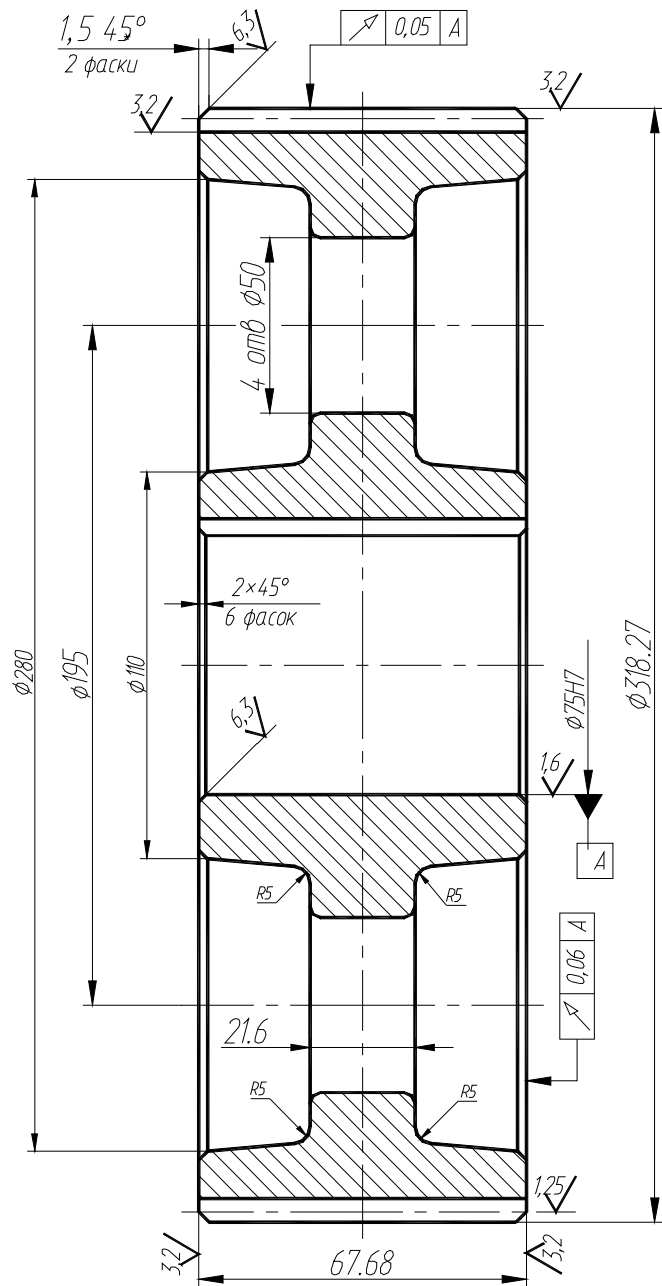
				А.ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX		
№	Мпр.	№	Взам.	Твер.	Матр.	Материал
Розроб.	Лисенко В.А.					У
Перевір.	Коржук О.О.					Материал
Т. конст.	Мороз І.І.					Материал
Н. конст.						
Зам.						
				СЧ40 ГОСТ 14.12-70		ХНАДУ





					А. ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX			
Эк. Изг.	Пр. Фаб.	Год	Дата		Ескізна компоновка двоступеневого співвісного редуктора	Лит	Маса	Масштаб
Розроб.	Перегон В. А.					у		
Т. констр.	Коржж О. О.					Архив	Архив	
Н. констр.	Мороз Д. І.					ХНАДУ		
Затв.								





✓ (✓)

Модуль	$m$	3
Число зубів	$Z_2$	99
Кут нахилу зубів	$\beta$	18°
Напрямок лінії зуба	-	правий
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зсуву	$x$	0
Ступінь точності СТ СЭВ 641-77	-	8
Дільний діаметр	$d$	318.27

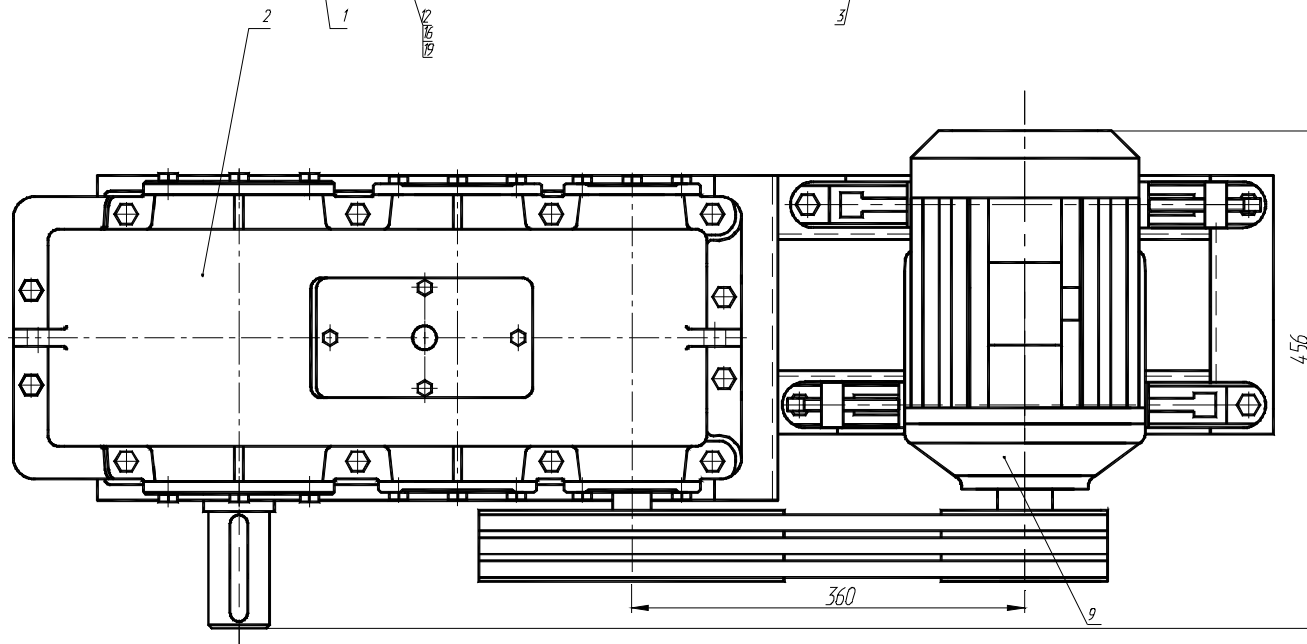
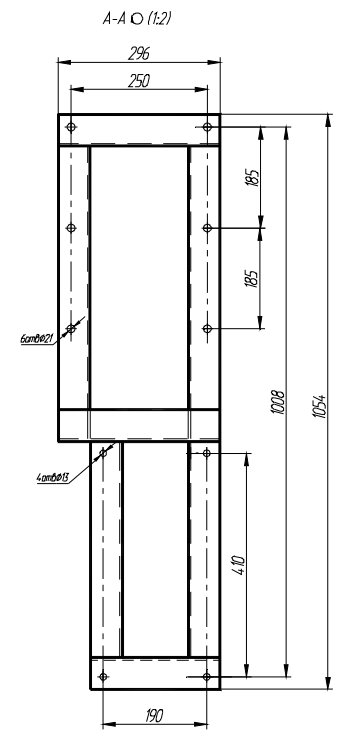
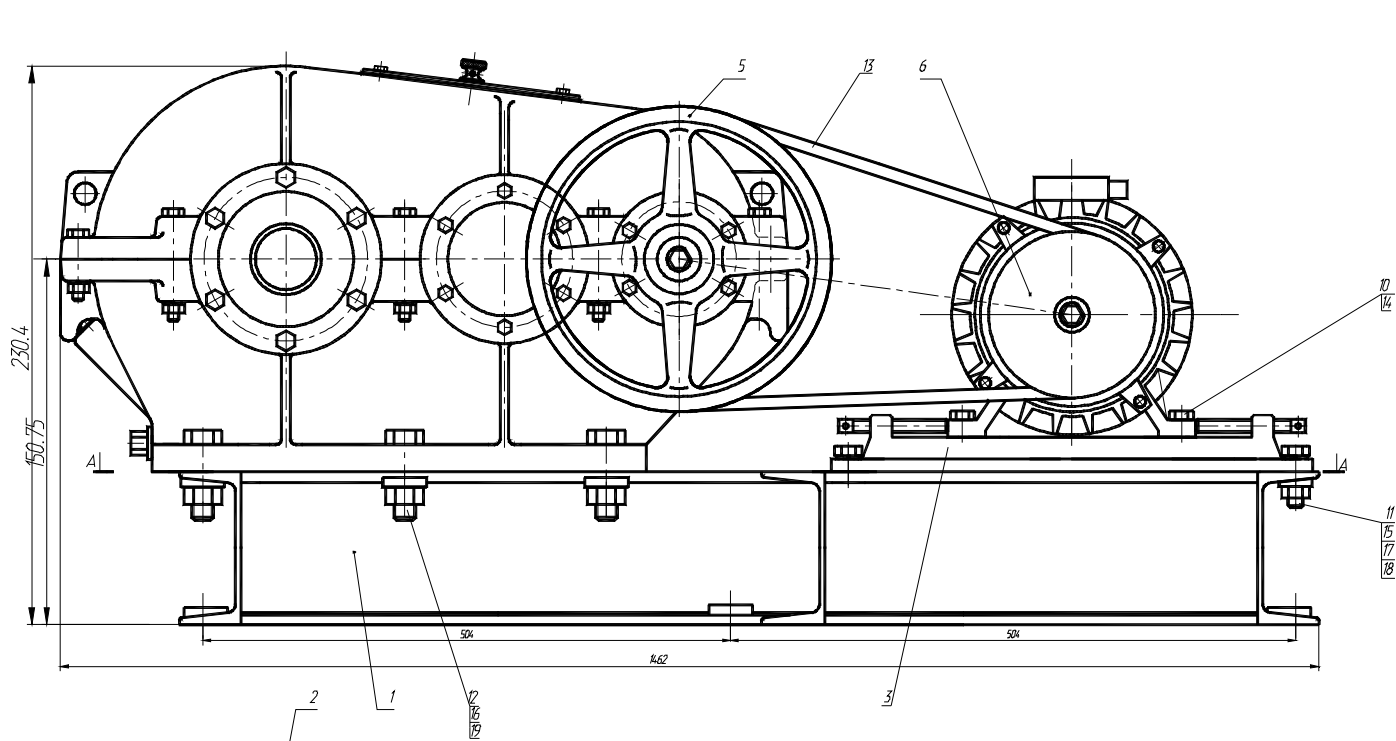
1. 260...280 НВ.
2. Формувальні ухили 3°.
3. Гострі крайки притупити.
4. Незазначені граничні відхилення розмірів:  
отворів Н14, валів h14, інші  $\pm IT14/2$ .

A. ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX			
Эк. Арк.	№ док.м.	Підп.	Дата
Розроб.	Перегон В. А.		
Перевір.	Коряк О. О.		
Т. контр.	Момот Д. І.		
Н. контр.			
Затв.			
Колесо зубчате			Лит.
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71			Маса
			Масштаб
			Аркши
			Аркшиів
			ХНАДУ

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	При- мітка
				<u>Документація</u>		
			АДТМ 31.19.0200000СБ	Складальне креслення		
				<u>Складальні одиниці</u>		
		1	АДТМ 31.19.0201000	Кришка оглядова	1	
		2	АДТМ 31.19.0202000	Показчик рівня мастила	1	
				<u>Деталі</u>		
		4	АДТМ 31.19.0200004	Колесо зубчате	1	
		5	АДТМ 31.19.0200005	Вал	1	
		6	АДТМ 31.19.0200006	Вал-шестерня	1	
		7	АДТМ 31.19.0200007	Колесо зубчате	1	
		8	АДТМ 31.19.0200008	Вал-шестерня	1	
		9	АДТМ 31.19.0200009	Кришка	1	
		10	АДТМ 31.19.0200010	Кришка	2	
		11	АДТМ 31.19.0200011	Кришка	1	
		12	АДТМ 31.19.0200012	Кришка	1	
		13	АДТМ 31.19.0200013	Кришка	1	
		14	АДТМ 31.19.0200014	Кільце	1	
		15	АДТМ 31.19.0200015	Кільце	1	
		16	АДТМ 31.19.0200016	Карлус	1	
		17	АДТМ 31.19.0200017	Кришка	1	
		18	АДТМ 31.19.0200018	Пробка зливна	1	
		19	АДТМ 31.19.0200019	Кільце	1	
		20	АДТМ 31.19.0200020	Прокладка		Набір
		21	АДТМ 31.19.0200021	Прокладка		Набір
			А.ДТМ. 31.19.0200000			
Зм.	Арж.	№ докум.	Підп.	Дата		
Розроб.	Іванов І. І.					
Перев.	Бабашко О. А.					
			Редуктор циліндричний		Літ.	Аржцш
					1	3
			ХНАДУ			

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кол.	При- мітка
		22	АДТМ 31.19.0200022	Прокладка		Набір
		23	АДТМ 31.19.0200023	Прокладка	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
				Підшипники:		
		26		Шариковий радіальний 307 ГОСТ 8338-75	2	
		27		Шариковий радіальний 309 ГОСТ 8338-75	2	
		28		Шариковий радіальний 213 ГОСТ 8338-75	2	
		29		Манжета 1-35×58-3 ГОСТ 8752-79	1	
		31		Болт М8×14.58 ГОСТ 7798-70	4	
		32		Болт М10×25.58 ГОСТ 7805-70	12	
		33		Болт М12×30.58 ГОСТ 7805-70	24	
		34		Болт М12×45.58 ГОСТ 7805-70	4	
		35		Болт М16×100.58 ГОСТ 7805-70	8	
		36		Гайка М12.5 ГОСТ 5915-70	4	
		37		Гайка М16.5 ГОСТ 5915-70	8	
		38		Шайба 12 65Г ГОСТ 6402-70	4	
			А.ДТМ. 31.19.0200000			
Зм.	Арж.	№ докум.	Підп.	Дата		
			Редуктор циліндричний		Літ.	Аржцш
						2





1. Допуск паралельності осей шківів 1 мм на 100 мм ширини шківа.
2. Зміщення канавок шківів не більш ніж 0,6 мм.
3. Покриття неробочих поверхонь - емаль сіра НЦ -246 по МРТУ 6-10-609-66.

				А.ДТМ. XX.XX.XX.XXXXX		
№	Вид	Під	Лист	Привід	Лист	Масштаб
Розроб	Виконав	В.Д.		У		
Перевір	Корект	О.О.		Листки	Листки	
Т. номер	Модифі	Л.Т.		ХНАДУ		
Н. номер						
Замб						