

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-
ДОРОЖНІЙ УНІВЕРСИТЕТ**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ
до курсової роботи, СРС та практичних занять
з дисципліни «Деталі машин»
(розділ «Проектування приводу конвеєра»)

для студентів денної і заочної форм навчання
напряму «Автомобільний транспорт» 6.070106

Укладачі: Перегон В. А.,
 Бобошко О. А.,
 Воропай О. В.,
 Поваляєв С. І.,
 Гришакін В. Т.

Кафедра деталей машин і ТММ

ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсова робота (КР) 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.

Ця інженерна робота 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 курсової роботи з деталей машин наведені в табл. 1.

Кожне з 10 завдань містить 10 варіантів вихідних даних (додаток 1). **Для виконання роботи студентами заочної форми навчання обов'язковим є завдання, що відповідає передостанній цифрі шифра (номера студентського квитка або залікової книжки студента), і той варіант цього завдання, що відповідає останній цифрі шифра.** Наприклад, студент, що має залікову книжку з шифром 115382, повинен виконати другий варіант восьмого завдання. Якщо остання цифра шифру нуль, то студент повинен виконати десятий варіант завдання. Якщо передостання цифра шифру нуль – десяте завдання. Числові значення до завдання на курсову роботу з деталей машин можуть бути замінені на інші викладачем, що керує виконанням роботи.

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, далі наведені завдання на курсову роботу. Усі розділи пояснювальної записки повинні відповідати змісту курсової роботи, що наведений в табл. 1.

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

Графічна частина курсової роботи складається з 1,5 аркушів формату А1 і включає: складальне креслення редуктора – формат А1 і робочі креслення окремих деталей редуктора (ведений вал і зубчасте чи черв'ячне колесо) два аркуша формату А3.

Таблиця 1 – **Обсяг і зміст КР 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 за формулою $d_i = \sqrt[3]{T_i / (0,2 \cdot [\tau])}$, де $[\tau] = 15 \dots 20$ МПа. 2. Підшипники попередньо вибираються за діаметрами валів. 3. Компоновочна схема редуктора виконується для пов'язаного розташування основних деталей і визначення осьових розмірів валів.
2.	Конструювання і повний розрахунок редуктора (уточнений і перевірочний розрахунок валів, підшипників та інших деталей).	50	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.	20	Робочі креслення повинні бути виконані згідно ЄСКД. Необхідно вказати усі розміри, клас чистоти поверхонь, допуски і посадки, матеріали, а також технічні вимоги.
4.	Оформлення пояснювальної записки.	10	1. Записка повинна містити всі необхідні розрахунки і пояснення та бути оформлена відповідно до вимог ЄСКД.

Креслення 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 курсовій роботі виконуються тільки на зазначені викладачем деталі, а специфікація складається на всі деталі і складальні одиниці.

Приклади виконання креслень і специфікацій приведені в додатку 2.

ВКАЗІВКИ ДО РОЗРАХУНКУ ПРИВОДУ

Виконання роботи 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 за заданими параметрами 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 η_1 і η_2 – ККД окремих ланок кінематичного ланцюга. У приведені завданнях це ККД пасової передачі і редуктора.

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. 3).

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, кВт.

В якості вихідних даних для курсової роботи задані крутний момент і кутова швидкість на вихідному валу, тоді

$$P_{\text{вих}} = T_{\text{вих}} \cdot \omega_{\text{вих}} ,$$

де $T_{\text{вих}}$ – крутний момент на виході, кНм,
 $\omega_{\text{вих}}$ – кутова швидкість на виході, с^{-1} .

Таблиця 2 – Середні значення ККД передач

Передача	ККД
Пасова	
Плоскопасова	0,95...0,97
Клинопасова, поліклинопасова	0,94...0,96
Зубчаста (закрита)	
Циліндрична	0,96...0,98
Конічна	0,95...0,97
Черв'ячна (закрита)	
з однозахідним черв'яком	0,7...0,75
з двозахідним черв'яком	0,75...0,82
з чотирьохзахідним черв'яком	0,87...0,92
Підшипники кочення (одна пара)	0,99...0,995

Таблиця 3 – Передаточне число черв'ячної передачі

Передаточне число передачі $u_{\text{ч}}$	≥ 30	14...30	8...14
Число заходів черв'яка z_1	1	2	4
ККД передачі $\eta_{\text{ч}}$	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

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. 4.

З урахуванням потужності на вході приводу $P_{\text{вх}}$ із табл. 4 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 вибрати двигуни із синхронними частотами обертання вала від 3000 до 1000 хв^{-1} . Застосування двигуна з частотою $n_{\text{д}} \leq 750 \text{ хв}^{-1}$ припускається лише в технічно обґрунтованих випадках.

Для проектованого 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

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

де $n_{\text{вих}}$ – частота обертання вихідного вала, $n_{\text{вих}} = \frac{30 \cdot \omega_{\text{вих}}}{\pi}$

u_{Σ} – орієнтовне повне передаточне число приводу:

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

де $u_{\text{пас}}$ і $u_{\text{ред}}$ – середні значення передаточних чисел відповідно пасової передачі і редуктора, що обираються за табл. 5. При виборі передаточних чисел окремих передач не слід приймати максимальні і близькі до них значення, тому що це приводить до збільшення габаритних розмірів передач.

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

Тип двигуна	Потужність P , кВт	Частота обертання, хв^{-1}	$K = \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$K_M = \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\text{ном}}}$	d_1 , мм
Синхронна частота обертання 3000 хв^{-1}					
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
Синхронна частота обертання 1500 хв^{-1}					
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
Синхронна частота обертання 1000 хв^{-1}					
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
4A160M6Y3	15,0	975	1,2	48	
Синхронна частота обертання 750 хв^{-1}					
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			48
4A160M8Y3	11,0	730	1,4	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 (табл 4). 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. 5.

Таблиця 5 – Середні значення передаточних чисел

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

З каталогу необхідно виписати наступні характеристики обраного електродвигуна: тип і його умовне позначення (маркіровку), номінальну потужність P_d (кВт), асинхронну частоту обертання n_d (хв^{-1}), коефіцієнти перевантаження при пуску $K=T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$ і максимальний $K_M=T_{\text{макс}}/T_{\text{ном}}$, а також діаметр вихідного вала електродвигуна.

За прийнятою частотою обертання двигуна n_d і заданою частотою обертання вихідного вала $n_{\text{вих}} = 30 \cdot \omega_{\text{вих}} / \pi$ для обраної кінематичної схеми приводу слід уточнити загальне передаточне число

$$u_{\Sigma} = \frac{n_d}{n_{\text{вих}}} \text{ або } u_{\Sigma} = \frac{\omega_d}{\omega_{\text{вих}}},$$

де ω_d – кутова швидкість вала електродвигуна:

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{д}}}{30}.$$

З метою зменшення габаритів приводу необхідно $u_{\text{пас}}$ приймати відповідно рекомендацій, що наведені у табл. 5. 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 вони повинні бути обрані з ряду значень по ДСТ 2185–66:

1–й ряд: **2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0;...**
(слід віддати перевагу 1-му ряду);

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

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

Звичайно потужність обраного двигуна не дорівнює потужності на вході, тобто $P_{\text{д}} \neq P_{\text{вх}}$. У загальному випадку при постійному навантаженні має місце 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, за якою потужністю необхідно вести розрахунки: за $P_{\text{вх}}$ чи за $P_{\text{д}}$? 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 $P_{\text{вх}}$.

Студентам при виконанні курсової роботи рекомендується розрахунки вести за потрібною потужністю 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 (див. табл. 6).

Таблиця 6 – Формули для розрахунку P_i , n_i , ω_i і T_i

Вали	u_i	η_i	$n_i, \text{хв}^{-1}$	$\omega_i, \text{с}^{-1}$	$T_i, \text{кНм}$	$P_i, \text{кВт}$
I			$n_I = n_d$	$\omega_I = \pi n_I / 30$	$T_I = P_I / \omega_I$	$P_I = P_{\text{вх}}$ ($P_I = P_{II} / \eta_{I-II}$)
	$u_{\text{пас}}$	η_{I-II}				
II			$n_{II} = n_I / u_{\text{пас}}$	$\omega_{II} = \omega_I / u_{\text{пас}}$	$T_{II} = P_{II} / \omega_{II}$	$P_{II} = P_I \cdot \eta_{I-II}$ ($P_{II} = P_{III} / \eta_{II-III}$)
	$u_{\text{ред}}$	η_{II-III}				
III			$n_{III} = n_{II} / u_{\text{ред}}$ ($n_{III} = n_{\text{вих}}$)	$\omega_{III} = \omega_{II} / u_{\text{ред}}$ ($\omega_{III} = \omega_{II}$)	$T_{III} = P_{III} / \omega_{III}$ ($T_{III} = T_{\text{вих}}$)	$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{II-III}$ ($P_{III} = \omega_{III} T_{III}$)

У таблиці 6 вал I – вал електродвигуна,
вал II – вхідний вал редуктора,
вал III – вихідний вал редуктора.
Слід пам'ятати, що

$$\eta_{I-II} = \eta_{\text{пас}} \eta_{\text{пп}};$$

$$\eta_{II-III} = \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{пп}};$$

де $\eta_{\text{пас}}$ – ККД пасової передачі;
 $\eta_{\text{пп}}$ – ККД пари підшипників;
 $\eta_{\text{ред}}$ – ККД редуктора.

Проектування пасової передачі

Вихідними даними для розрахунку пасової передачі є: потужність на валу двигуна $P_{\text{вх}}$, частота обертання вала двигуна n_d , передаточне число передачі $u_{\text{пас}}$, число змін роботи (у курсової роботі рекомендується приймати однозмінну роботу передачі).

У завданнях 1, 3, 5, 6 і 8 необхідно спроектувати клинопасову передачу, а в завданнях 2, 4, 7, 9 і 10 – поліклинову 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 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_w для черв'ячної передачі), а модуль зубчастих коліс приймається за відповідною залежністю від d_1 чи a_w .

Критерії, за якими 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	
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 за заниженими припустимими напруженнями $[\tau]$;
- 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 та крутних моментів і визначення еквівалентних моментів у небезпечних перерізах вала;
- уточнення діаметрів ділянок вала з розрахунку за еквівалентними напруженнями;
- уточнення конструкції вала;
- перевірочний (остаточний) розрахунок вала на витривалість.

Вали зазнають дію крутних моментів, а іноді також дії подовжніх сил розтягнення–стискання, до того ж напруження згину змінюються за симетричним циклом, а напруження крутіння – за віднульовим (так умовно прийнято).

При проектному розрахунку валів відомі крутні 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 за заниженими припустимими напруженнями $[\tau]$

$$d_i = 3 \sqrt{\frac{T_i}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

где – $[\tau] = (15 \dots 25)$ 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 $d \approx d_d = d_1$. Для вихідного вала редуктора розміри кінця вала можна прийняти за розмірами обраної стандартної муфти [5, с. 268 – 272].

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

На рисунку 1 наведений приклад розробки конструкції вала, для якого діаметр кінцевої ділянки був прийнятий рівним $d=28$ мм. На цьому кінці вала установлений ведений шків клинопасової передачі. Довжина кінцевої ділянки вала дорівнює довжині ступиці шківва, що була прийнятою рівній ширині обода шківва. На рисунку зроблені збільшені винесення характерних конструктивних елементів вала з посиланнями на джерело [5]. Аналогічні рекомендації містяться й у [7].

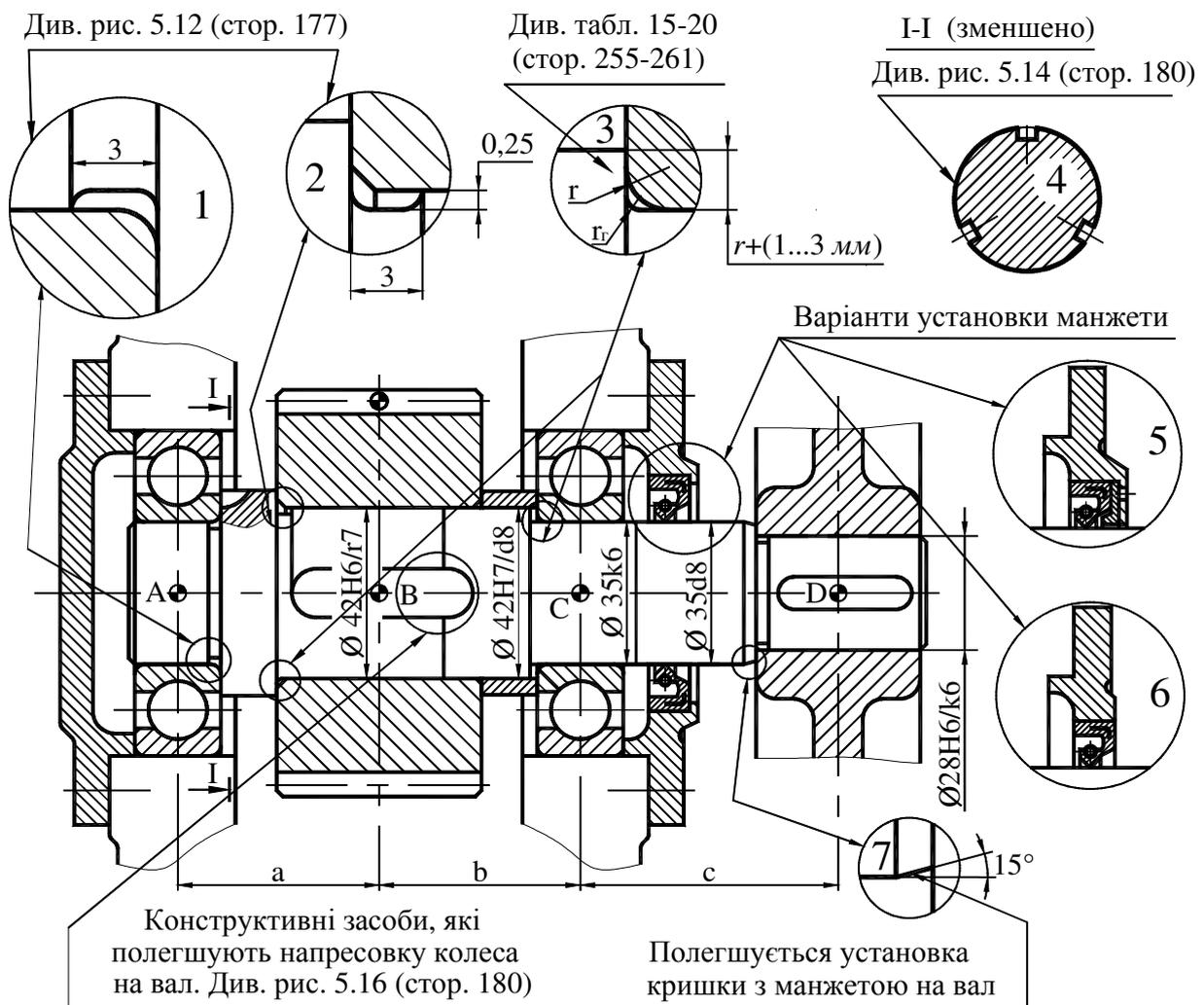


Рисунок 1 – Приклад конструкції вхідного вала одноступеневого циліндричного редуктора

Ескізне компоування редуктора

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

Ескізне компоування редуктора звичайно виконують на міліметровці в масштабі 1:1. Основні положення і методика виконання ескізного компоування з прикладами компоування різних редукторів і прикладами їхніх конструкцій містяться в [5, с. 136 – 168]. Приклади ескізних компоувань розповсюджених редукторів приведені в додатку 2 до цих вказівок.

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

Загальні рекомендації з конструювання валів, а також посилання на методичну 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 напружень, які знижують втомлену міцність вала. Методика і послідовність 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 за динамічною вантажопідйомністю. При цьому використовують значення реакцій, які отримані при розрахунку вала на складний опір.

Методика і порядок розрахунку підшипників кочення приведені в методичних посібниках [2, с. 332–341; 5, с. 196–203; 7, с. 101–112].

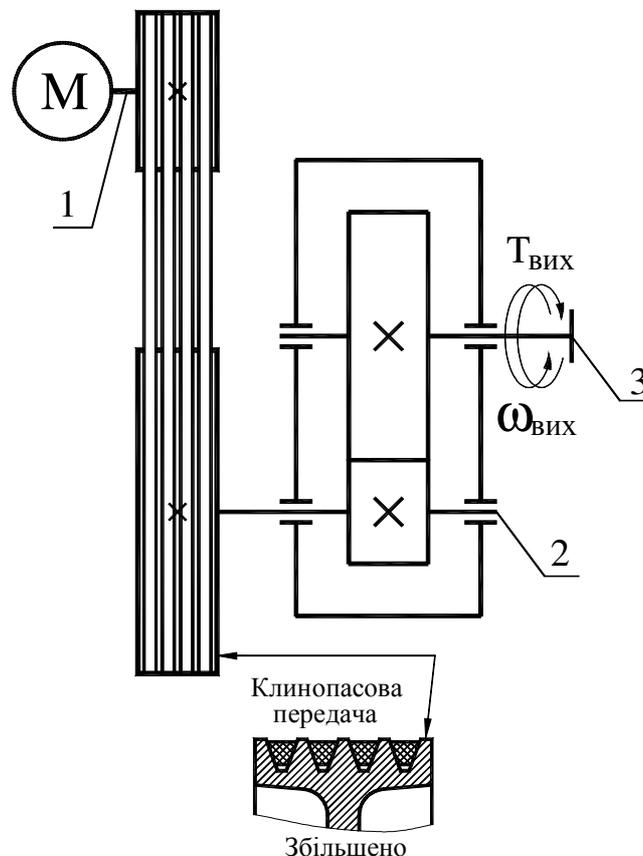
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

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 машин. 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 машин. 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 машин. 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 курсову роботу з деталей машин

Завдання 1

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і одноступінчастого циліндричного редуктора. Значення крутного 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.

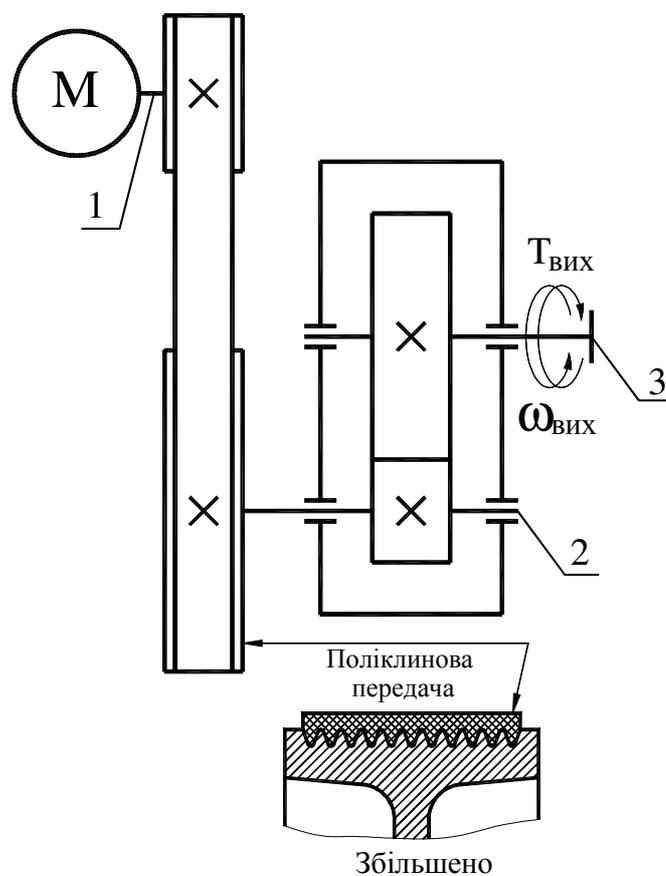


Таблиця 1 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}$, кН·м	26,1	23,5	21,1	18,7	16,8	15,0	13,2	11,7	10,4	9,3
$\omega_{\text{вих}}$, с ⁻¹	0,05	0,09	0,13	0,19	0,30	0,46	0,76	0,23	0,66	1,08
L_h , тис. год.	8	9	10	11	12	13	14	15	8	9

Завдання 2

Спроекувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, поліклінової передачі і одноступінчастого циліндричного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 2.

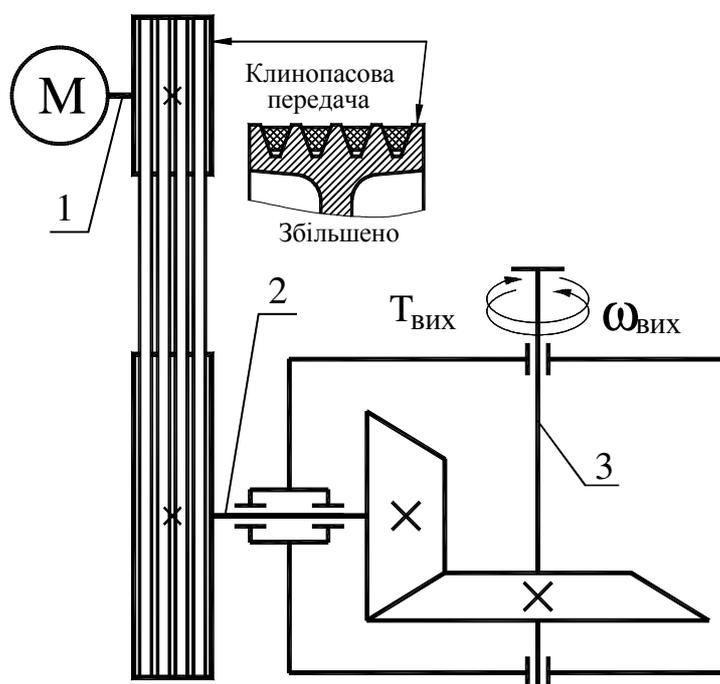


Таблиця 2 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}$, кН·м	17,5	15,7	14,2	12,6	11,1	9,8	8,8	7,8	6,9	6,3
$\omega_{\text{вих}}$, с ⁻¹	0,21	0,32	0,71	0,54	0,45	0,37	0,31	0,26	0,20	1,09
L_h , тис. год.	10	11	12	13	14	15	8	9	10	11

Завдання 3

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і одноступінчастого конічного редуктора. Значення крутного 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.

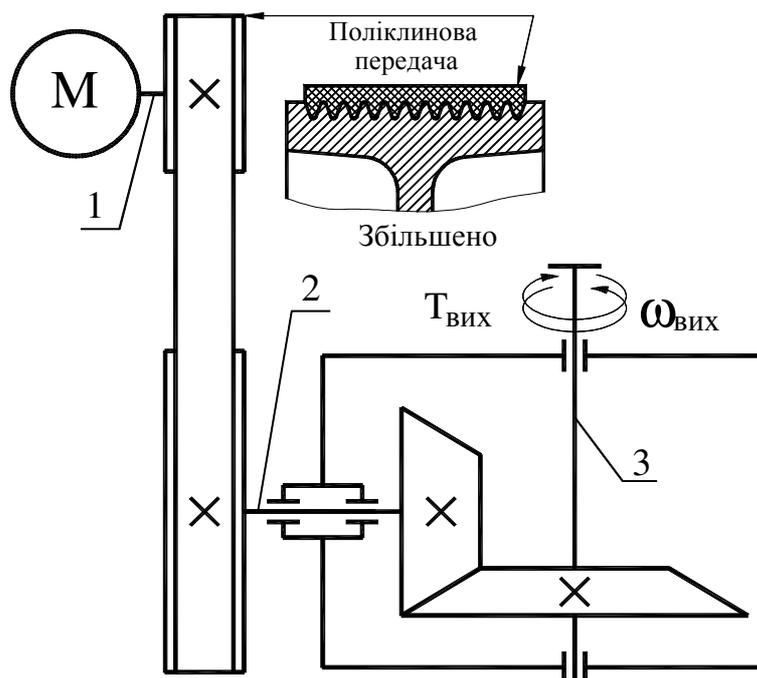


Таблиця 3 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	20,9	18,7	16,7	14,8	13,2	15,0	17	13	14,7	21,1
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	0,06	0,11	0,16	0,24	0,37	0,45	0,59	0,1	0,14	0,13
$L_h, \text{тис. год.}$	8	9	10	11	12	13	14	15	8	9

Завдання 4

Спроекувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, поліклінової передачі і одноступінчастого конічного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 4.

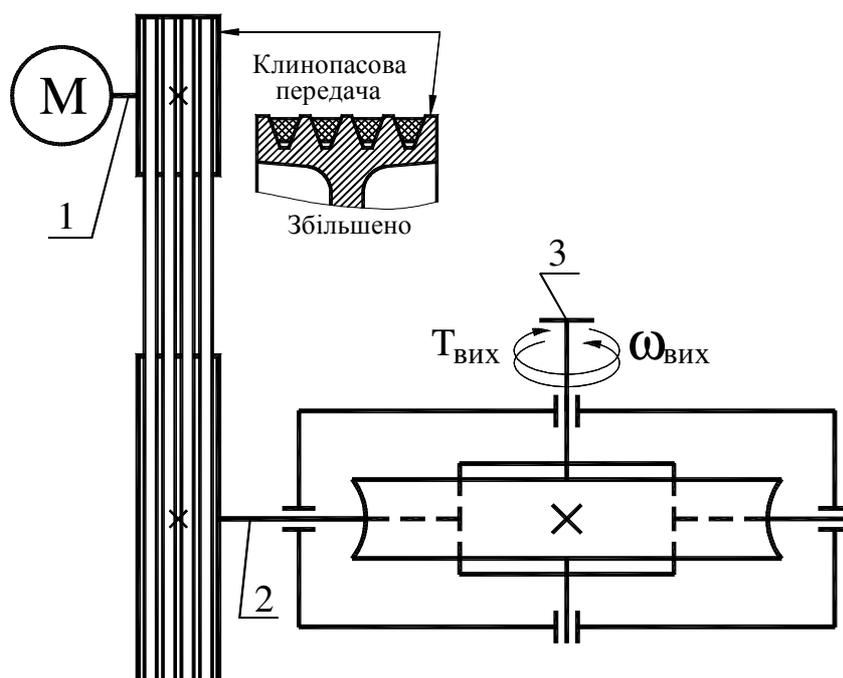


Таблиця 4 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	13,2	7,5	10,6	9,4	8,4	9,5	7,6	8,2	10,5	13,4
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	0,1	0,27	0,26	0,39	0,59	0,71	1,3	0,16	0,19	0,2
$L_h, \text{тис. год.}$	12	13	14	15	8	9	10	11	12	13

Завдання 5

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і одноступінчастого черв'ячного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 5.

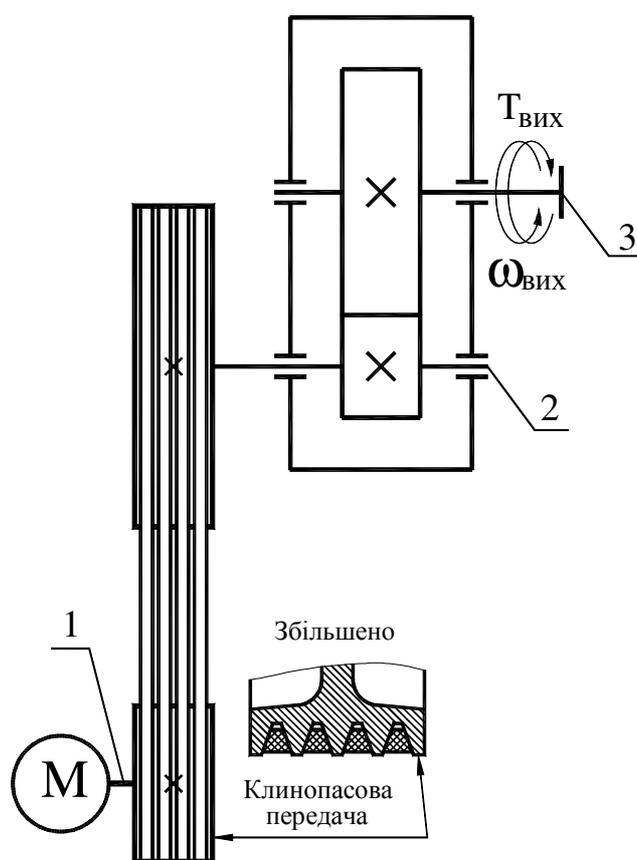


Таблиця 5 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}$, кН·м	2,78	2,67	2,57	2,46	2,38	2,31	2,2	2,09	2	1,95
$\omega_{\text{вих}}$, с ⁻¹	0,41	0,63	0,89	1,24	1,76	2,48	3,82	1,1	2,86	4,32
L_h , тис. год.	8	9	10	11	12	13	14	15	8	9

Завдання 6

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і одноступінчастого циліндричного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 6.

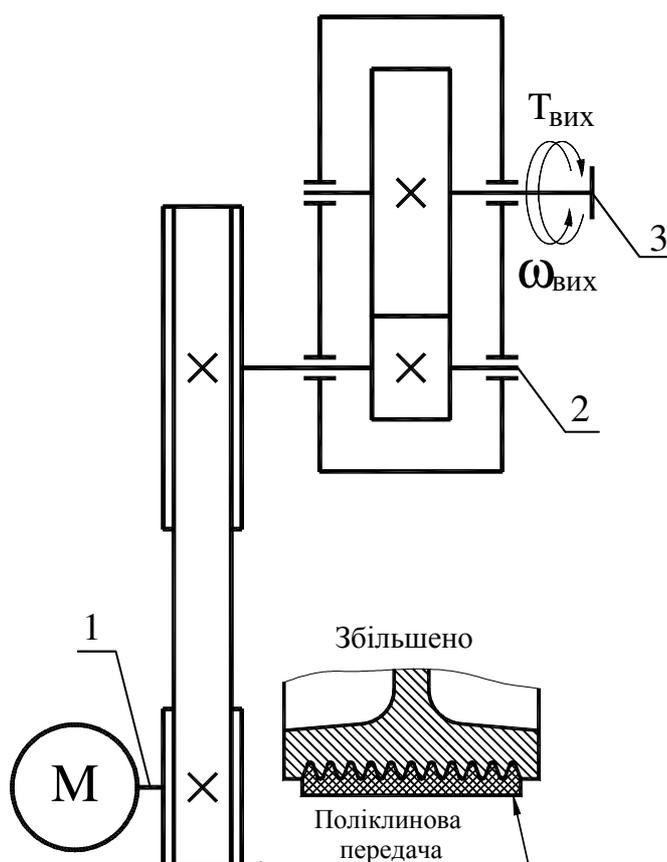


Таблиця 6 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}$, кН·м	6,1	7	7,9	8,7	9,8	11,1	12,6	14,1	15,8	17,7
$\omega_{\text{вих}}$, с ⁻¹	0,22	0,29	0,35	0,42	0,51	0,62	0,8	0,19	0,43	0,57
L_h , тис. год.	12	13	14	15	8	9	10	11	12	13

Завдання 7

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, поліклінової передачі і одноступінчастого циліндричного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 7.

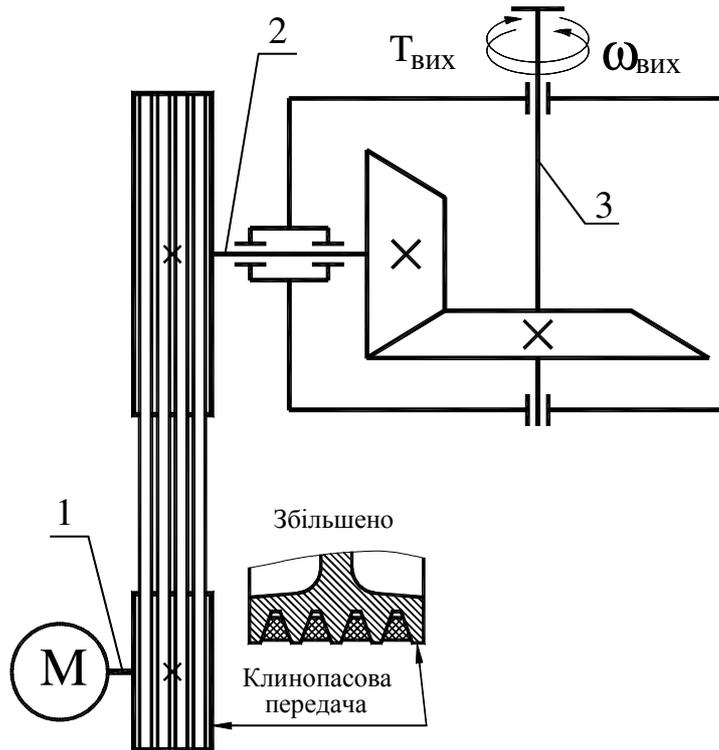


Таблиця 7 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	9,3	10,5	11,8	13,1	14,9	16,9	18,9	20,9	23,2	26,1
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	0,15	0,19	0,23	0,28	0,34	0,4	0,53	0,13	0,3	0,39
$L_h, \text{тис. год.}$	14	15	8	9	10	11	12	13	14	15

Завдання 8

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, клинопасової передачі і одноступінчастого конічного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 8.

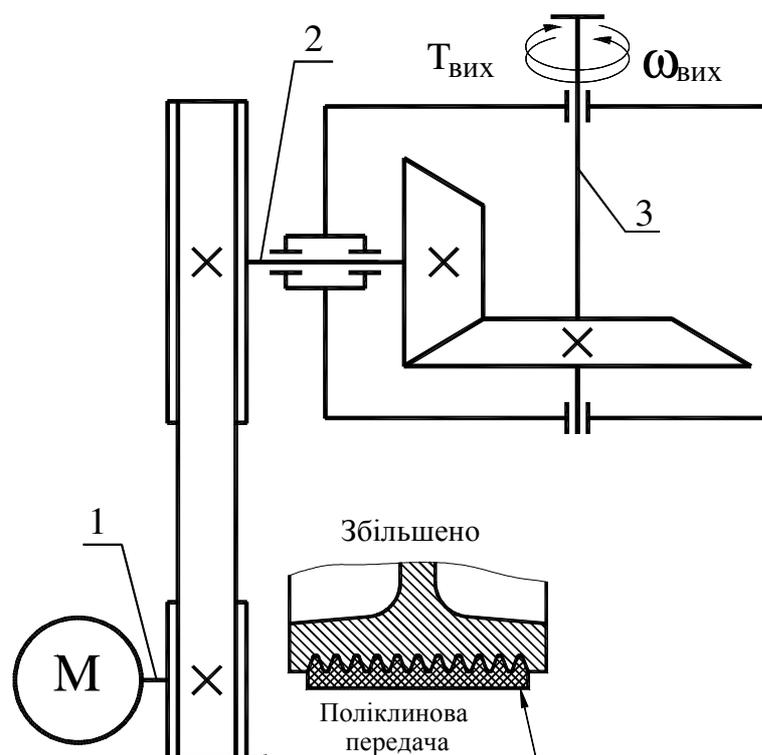


Таблиця 8 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	8,7	14	12,6	14,2	8,7	14	11,1	12,4	12,1	8,8
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	1,14	0,48	0,39	0,26	0,31	0,14	0,12	0,29	0,56	1,13
$L_h, \text{тис. год.}$	10	11	12	13	14	15	8	9	10	11

Завдання 9

Спроекувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, поліклінової передачі і одноступінчастого конічного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 9.

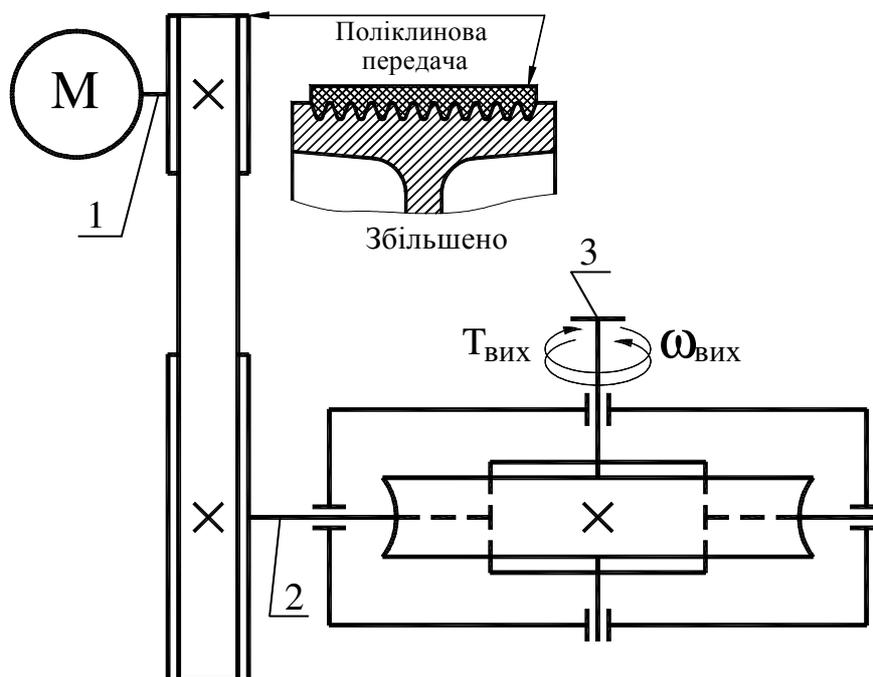


Таблиця 9 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	5,5	9,0	8,1	9,1	5,6	8,9	7,0	7,9	7,8	5,6
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	1,8	0,75	0,61	0,4	0,48	0,22	0,19	0,46	0,87	1,76
$L_h, \text{тис. год.}$	14	15	8	9	10	11	12	13	14	15

Завдання 10

Спроектувати привід конвеєра, що складається з електродвигуна, поліклінової передачі і одноступінчастого черв'ячного редуктора. Значення крутного моменту $T_{\text{вих}}$ і кутової швидкості $\omega_{\text{вих}}$ на вихідному валу редуктора, а також термін служби редуктора L_h приведені в таблиці 10.



Таблиця 10 – Вихідні дані

Параметри	ВАРІАНТИ									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_{\text{вих}}, \text{кН}\cdot\text{м}$	3,51	3,27	3,05	2,83	2,62	2,42	2,29	2,15	2,00	1,97
$\omega_{\text{вих}}, \text{с}^{-1}$	0,35	0,55	0,81	1,16	1,72	2,54	3,94	1,14	3,07	4,57
$L_h, \text{тис. год.}$	10	11	12	13	14	15	8	9	10	11

Титульний аркуш

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ
УКРАЇНИ
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Кафедра деталей машин і ТММ

КУРСОВА РОБОТА

з дисципліни “Деталі машин”
на тему: “Проектування приводу конвеєра”

Студента 3-го курсу групи А-31
напряму підготовки 6.070106 –
“Автомобільний транспорт”

Іванова С. А.

Керівник - доц., к.т.н. Бобошко О.А.

Національна шкала _____

Кількість балів: _____ Оцінка: ECTS _____

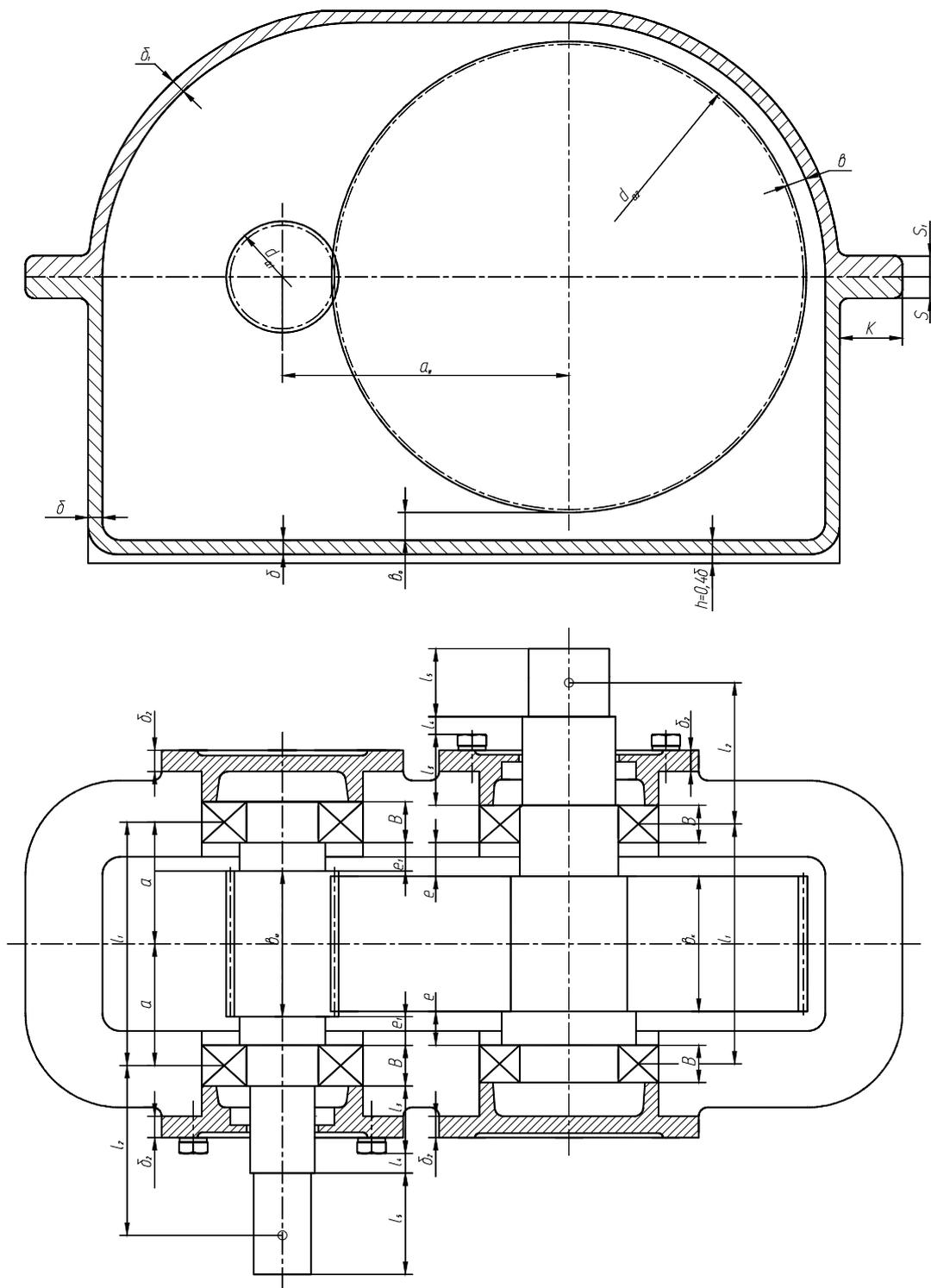
Члени комісії _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

(підпис) (прізвище та ініціали)

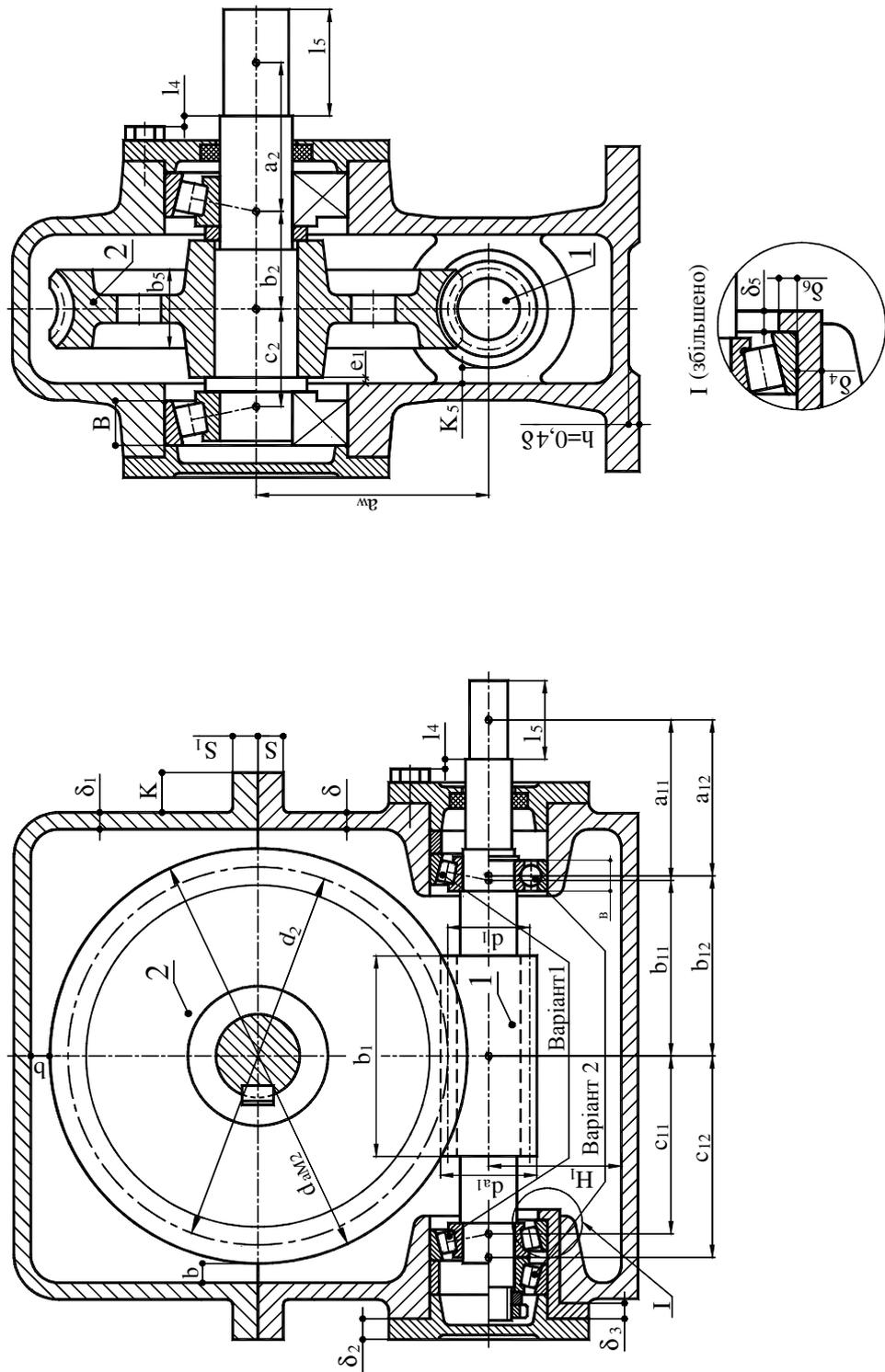
(підпис) (прізвище та ініціали)

м. Харків – 2013 рік

Ескізна компоновка циліндричного редуктора

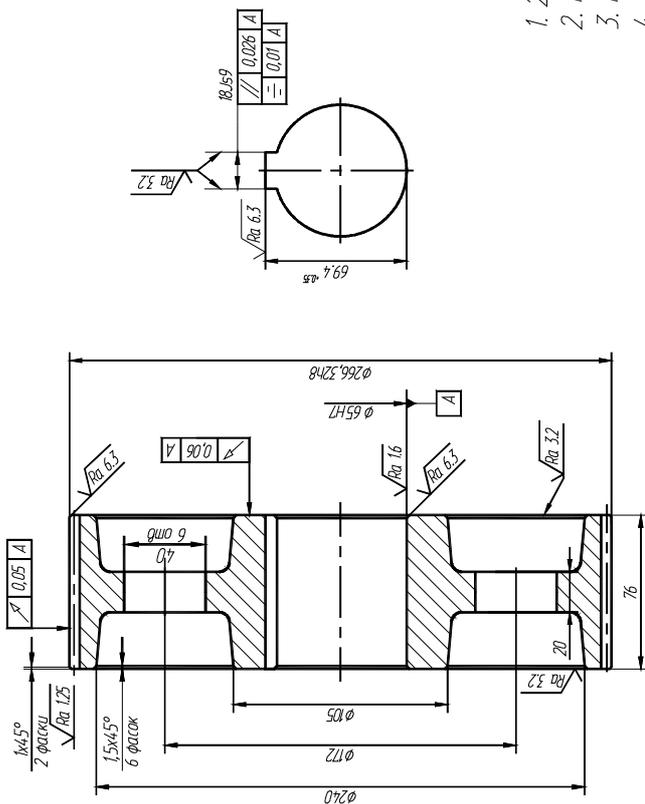


Ескізна компоновка черв'ячного редуктора



✓(✓)

Модуль	m	2,25
Число зубів	z ₂	108
Кут нахилу зубів	b	21,85°
Напрямок лінії зуба	-	правий
Вихідний контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зсуву	x	0
Ступінь точності	-	9
СТ СЗВ 641-77		
Дільний діаметр	d	261,82

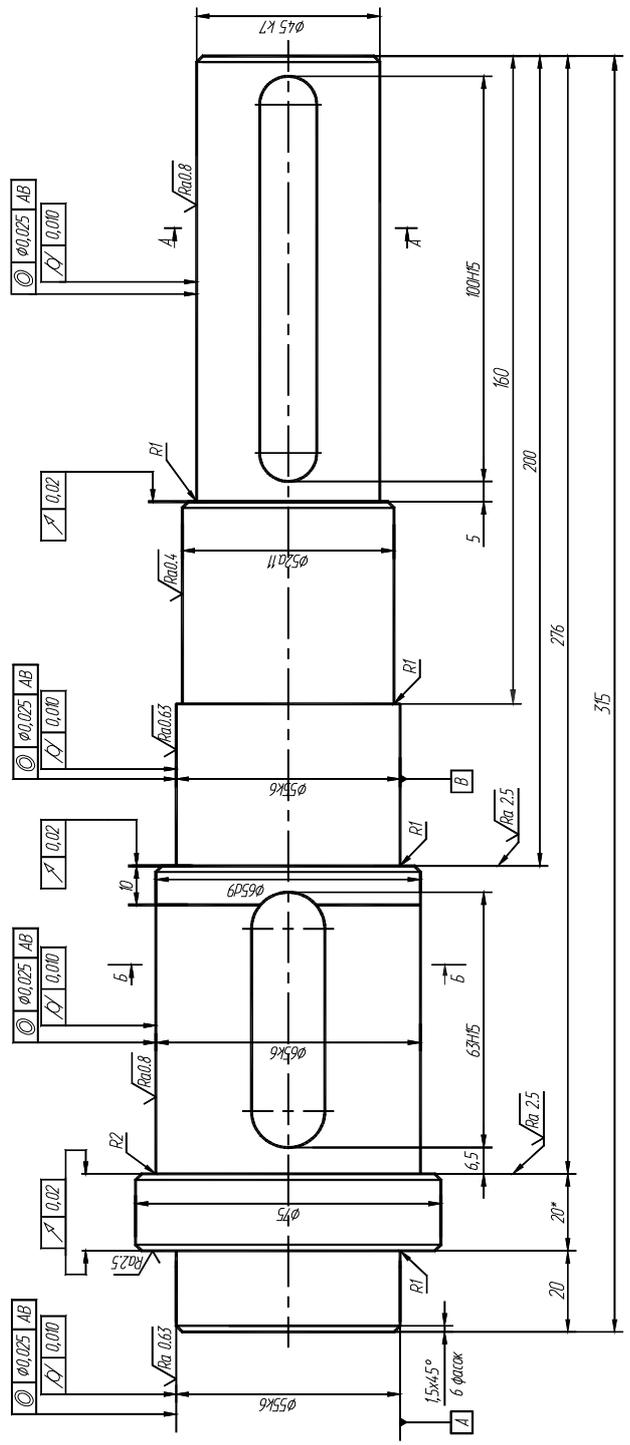


1. 260...280 НВ.
2. Невказані ухили 3°.
3. Невказані радіуси 3-5 мм.
4. Незначені граничні відхилення розмірів: отворів H14, валів h14, інші ± IT14/2.

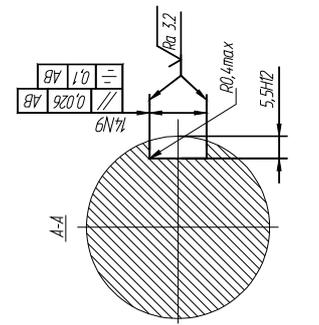
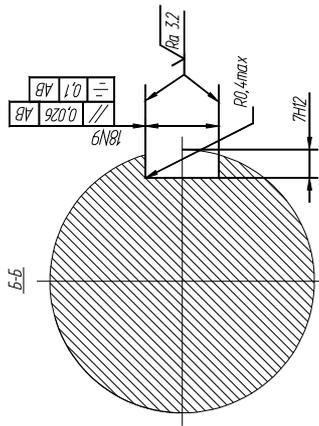
АДІТМ 31.19.02.000006			
Лит.	Маса	Масштаб	
		1:2	
Колесо зубчасте			Архив 2 - Архив 3
Сталь 40X ГОСТ 4543-71			ХНАДУ
Зм. Дик.	Пр. дик.	Лист	Дата
Розроб.	Іванюк С.А.		
Перевір.	Бодушко О.А.		
Т. контр.	Мамат Л.І.		
Н. контр.			
Затв.			

МОНІТОРИНГ

$\sqrt{Ra} 6.3$ (✓)



1. 270...290 НВ.
2. Невказані граничні відхилення розмірів: отворів Н14, валів н14, інших ± IT14/2.
3. *Розмір для довідок.



АДІТМ 31.19.02.00003		Лист	Маса	Масштаб
Вал		Дата		1:1
Сталь 40Х ГОСТ 4543-71		№ докум.	Архив 3	Архив 3
ХНАДУ		Розроб.	Іванюк С.А.	
		Перевір.	Бодяшко О.А.	
		Т. компр.	Мамат Д.І.	
		Н. компр.		
		Замб.		

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ЗАВДАННЯ

до курсової роботи, СРС та практичних занять
з дисципліни «Деталі машин»
(розділ «Проектування приводу конвейєра»)
для студентів денної і заочної форм навчання
напряму «Автомобільний транспорт» 6.070106

Укладачі: ПЕРЕГОН Володимир Андрійович,
БОБОШКО Олександр Олексійович
ВОРОПАЙ Олексій Валерійович
ПОВАЛЯЄВ Сергій Іванович
ГРИШАКІН Віталій Тарасович

Відповідальний за випуск *О.О. Коряк*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *О.В. Воронай*

Підписано до друку
Формат 60x84^{1/16}. Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman.
Друк ксерографічний. Ум. друк. арк. 2,09. Обл.-вид.арк.1,8.
Наклад 100 прим. Зам. №02-13

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців
ДК №333 від 09.02.2001р.
61023, м.Харків, а/с 10325. Тел. (057)714-09-08