

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 1

ЗАТВЕРДЖЕНО

Вченою радою факультету
комп'ютерно-інтегрованих
технологій, мехатроніки і
робототехніки

_____ 2023 р. протокол № ____

Голова Вченої ради

_____ Олексій ГРОМОВИЙ

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ З НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ «ВДОСКОНАЛЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ АТ НА ЗАСАДАХ СТАЛОГО РОЗВИТКУ ТА СИСТЕМА ОЦІНКИ ЯКОСТІ»

для студентів освітнього рівня «бакалавр»
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»
факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки та
робототехніки
кафедра автомобілів і транспортних технологій

Робочу програму схвалено на засіданні
кафедри автомобілів і транспортних
технологій
протокол від _____ 2023 р. № ____

Завідувач кафедри автомобілів і
транспортних технологій
_____ Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ

Розробник: к.т.н., завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій
БЕГРСЬКИЙ Дмитро

Житомир
2023 – 2024 н.р

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 2

Вступ

Методичні вказівки призначені для студентів третього курсу факультету «Інженерної механіки», які слухають курс «Деталі машин».

Оволодіння сучасними методами інженерних розрахунків і конструювання деталей машин неможливо без самостійної роботи студентів. Тому при вивченні теоретичного матеріалу розділу курсу «Механічні передачі» необхідно ознайомитись, із передачами обертового руху зачепленням (зубчасті, черв'ячні, хвильові, ланцюгові тощо) і тертям (фрикційні, пасові). Самостійно розглянути склад приводів загального призначення, які проектуються студентами у курсовому проекті.

Послідовне опанування курсом передбачає використання конспекту лекцій, матеріалу практичних занять, а також рекомендованої літератури у порядку накопичення необхідної інформації.

Методичні вказівки включають: загальні характеристики передавальних механізмів, теоретичні питання для самоконтролю, завдання для перевірки засвоєння вивчаємого матеріалу і перелік рекомендованої літератури. Рівень засвоєння теоретичного матеріалу перевіряється контрольними питаннями (наведені в п. 2). Практичне засвоєння матеріалу обумовлене виконанням контрольних завдань (наведені в п. 3), вірні відповіді яких наведені в додатках 1 - 6 . При правильному розв'язанні завдань №1.1 - 1.30 дозволяється переходити до наступних більш складних завдань № 2.1 - 2.30. У випадку невірних відповідей необхідно знову повернутися до теоретичного матеріалу і повторити розв'язання завдань.

Таким чином методичні вказівки повинні сприяти кращій організації самостійної роботи студентів та виконанню курсового проекту і завершенню загальноінженерної підготовки майбутніх спеціалістів.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 3

1. ПЕРЕДАВАЛЬНІ МЕХАНІЗМИ

1.1. Загальні характеристики передавальних механізмів

Як відомо, двигуни, що створюють рух, мають характеристики, що не збігаються з характеристиками виконавчого механізму (наприклад, висока швидкість обертання двигуна й низька - виконавчого механізму тощо). Для узгодження цих характеристик між двигуном і виконавчим механізмом необхідно встановити механічну передачу - пристрій, що перетворює рух, шляхом переміщення його в просторі [5—8].

Відома велика кількість різних типів передач, з яких можна сформуванати різноманіття передавальних механізмів, що забезпечують перетворення й передачу руху на відстань, а також орієнтацію його в просторі, але загально їх можна надати у вигляді трьох великих груп [14];

- передачі обертання;
- передачі, що перетворюють обертальний рух у поступальний;
- передачі, що перетворюють рух за заданим законом.

Передачі обертового руху, у свою чергу, поділяються (рис. 1.1) на передачі зачепленням (зубчасті, черв'ячні, хвильові, ланцюгові тощо) і тертям (пасові, фрикційні). Найбільш поширеними серед передач зачепленням є зубчасті. За формою зубчастих коліс вони бувають циліндричними й конічними з прямими й непрямыми зубами [8].

Перетворення обертового руху в поступальний реалізується зубчасто-рейковою передачею, а також гвинтовим механізмом ковзання, кульково-гвинтовим і планетарно-гвинтовим механізмами.

Для перетворення закону руху, залежно від призначення, використовуються передавальні механізми спеціального виду - *важільні, кулачкові, мальтійські* тощо.

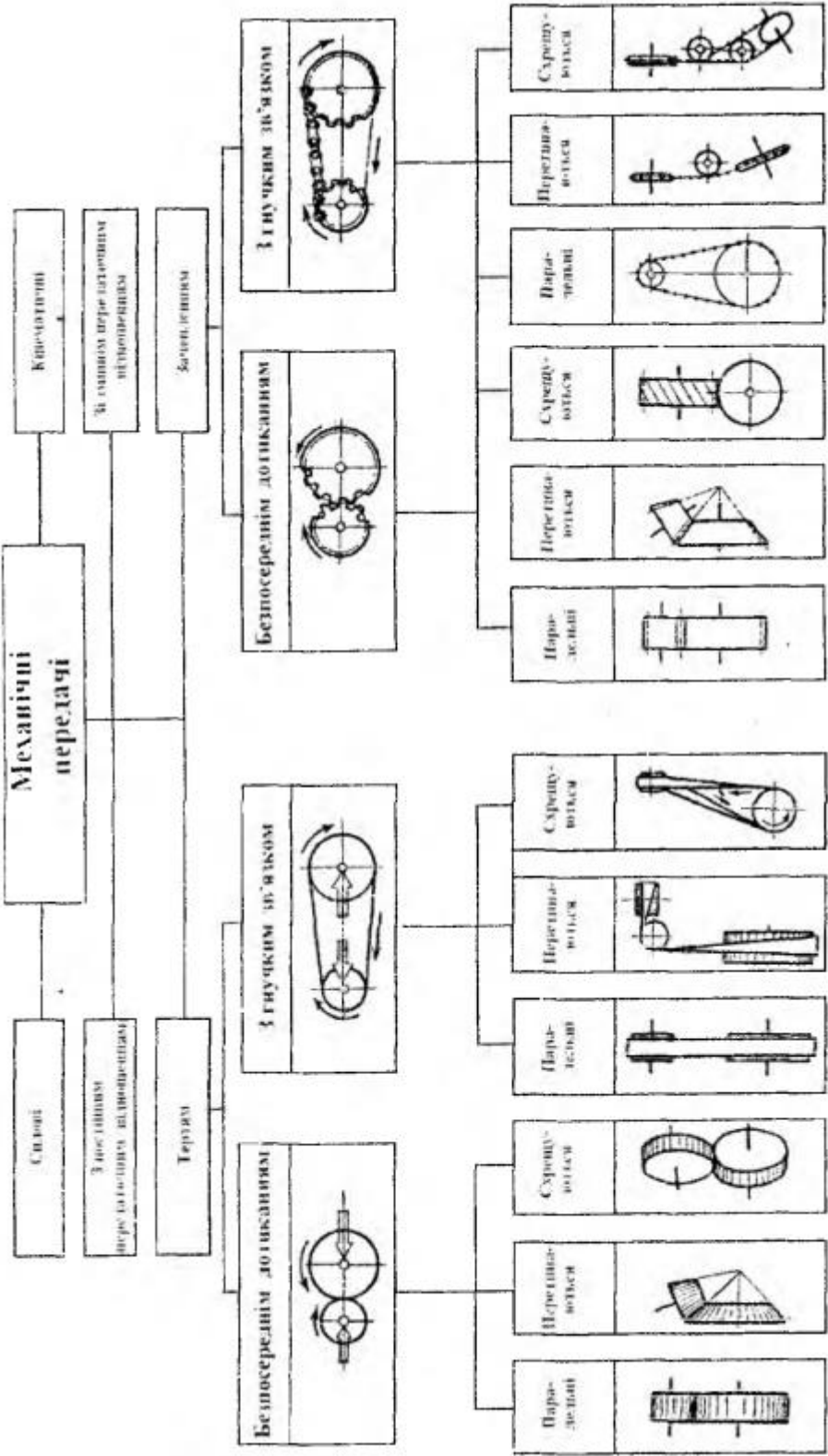


Рис. 1.1. Класифікація механічних передач

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 5

1.1.1 Принцип роботи основних типів передач

Передачі тертям. В передачах тертям перерізи робочих поверхонь, нормальні до вісі обертання, являють собою кола. В передачі з безпосереднім дотиканням коліс (рис. 1.2, а) обертальний момент передається силами тертя, виникаючими в контакті ведучого 1 з меленим 2 колесом, для чого їх притискають одне до одного. Під дією сил притискання F в зоні дотику утворюється площадка контакту, на котрій при обертанні ведучого колеса виникають елементарні сили dF_r тертя. Величина їх визначається через зведений коефіцієнт тертя $f' = \int dF_1 = F_T = F f'$. Максимальний момент обертання, що можна передати $I_{2\max}$, визначається найбільшою силою притискання $F_{\max}$, яка залежить від величини допустимих контактних напруг, і досяжним при даних умовах контакту коліс коефіцієнтом тертя $f'_{\max}$.

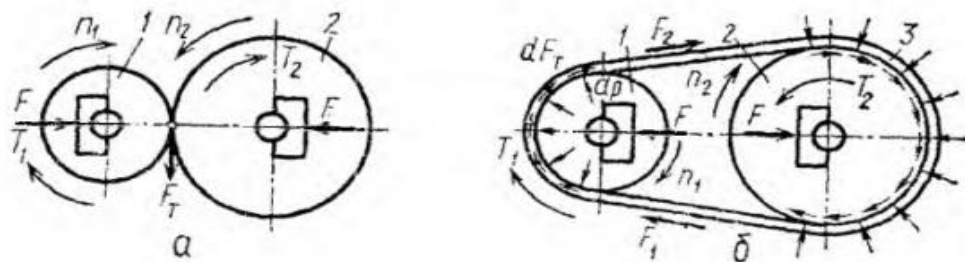


Рис. 1.2 Фрикційні передачі

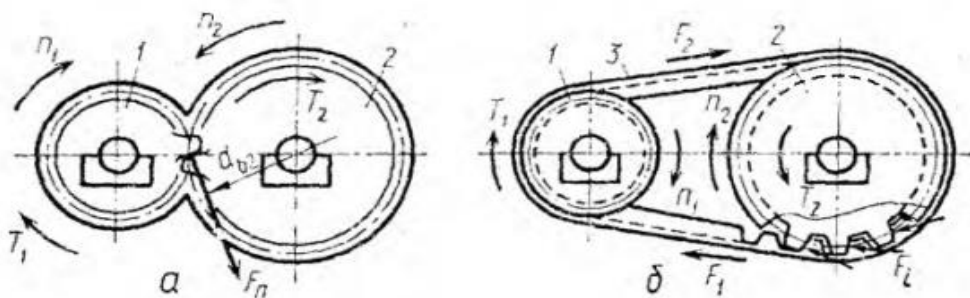


Рис. 1.3 Передачі зачепленням

В передачі тертям з гнучким зв'язком (рис. 1.2, б) під дією попереднього натягу гнучка ланка 3 притискається до шківів 1 та 2 : в межах їх контакту утворюються елементарні нормальні сили dp . При обертанні ведучого колеса 1 на поверхні контакту з ним гнучкої ланки 3 виникають елементарні сили тертя $dF_r = dp f'$ які призводять до

збільшення натягу F_1 ведучої та зменшення натягу до F_2 веденої гілок так, що $F_1 - F_2 = \int dF_T$. В результаті виникнення цієї різниці натягу ланка 3 під

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 6

дією сил тертя dF_T приводить до обертання ведене колесо 2 з обертальним моментом $0,5d_2 dF_T - 0,5d_2(F_- - F_2) = T_2$. Максимальний обертальний момент, що можна передати $T_{2\max}$ визначається найбільшою різницею F_1 та F_2 , що можна досягнути у вітках гнучкої ланки, залежної від умов зчеплення його зі шківом. Максимальний натяг $F_{1\max}$ залежить від допустимих сумарних напружень в гнучкому стані.

Передачі зачепленням. Ведуче та ведене колеса в передачах зачепленням мають зуби, які й виконують передачу обертального моменту тиском ведучих зубів на зуби веденого колеса безпосередньо, або через елементи гнучкої ланки. В передачах безпосереднього дотику (рис. 1.3, а) сила F_n що навантажує зуби, залежить від моменту опору T_2 на веденому колесі й визначається з умови рівноваги колеса $0,5d_{b2}F_n = T_2$. Так як під дією сили F_n в зубах виникають напруги згину та контактного стиску, то максимальний момент, що можна передати $T_{2\max}$ визначається найбільшими в даних конкретизованих умовах роботи передачі відповідними допустимими напругами.

В передачі зачепленням з гнучким зв'язком (рис. 1.3, б) два колеса 1 і 2 з зубами охоплює гнучка ланка 3, виконана з виступами у вигляді зубів чи стержнів, які контактують з зубами коліс. При обертанні ведучого колеса його зуби натискають на зуби ланки 3 і залучають її до руху: в набігаючої на колесо вітці виникає натяг F_- . Зуби ланки 3, що обгинає ведене колесо, натискають на його зуби силами F_i , сума яких дорівнює натягу F_- . в результаті чого передається обертання веденому к валу з обертальним моментом $0,5d_2 \sum_{i=-}^k F_i = T_2$. Максимальний обертаючий момент визначається найбільшим навантаженням, що можна досягнути $T_{1\max}$. Так як під дією цих сил зуби коліс і елементи гнучкої ланки знаходяться під дією напруг згину, контактного стиску, то максимальний момент $T_{2\max}$ визначається найбільшими допустимими в даних умовах відповідними напругами.

1.1.2 Основні кінематичні й енергетичні характеристики передач

При розрахунку передач часто використовують трохи іншу форму запису відомих фізичних співвідношень. Пов'язано це насамперед з

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 7

необхідністю введення ряду технічних розмірностей, зручних конструкторові

- 1) **Кутова швидкість** ω , $|\omega| =$ об/с. Розглянемо поворот матеріальної точки на кут $\Delta\varphi$ за час Δt . З курсу фізики відомо, що за визначенням кутова швидкість ω матеріальної точки дорівнює:

$$\omega = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$$

причому $[\omega] = \text{с}^{-1}$. Якщо за одиницю часу взяти секунду, а частоту обертання n вимірювати в обертах у хвилину, то за час, рівний одній хвилині, кут повороту точки складе $\Delta\varphi = 2\pi n$, тоді для кутової швидкості, вимірюваної в обертах у секунду, знаходимо:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

- 2) **Лінійна колона швидкість** v , $[v] = \text{м/с}$. У разі обертального руху лінійна (колова) швидкість v визначається за формулою

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi n d}{60 \cdot 10^3}$$

Тут $d/2$ - радіус кривизни точки обертання, розмірність якого мм.

- 3) **Потужність обертального руху** P , $[P] = \text{Вт}$. Потужність обертального руху, виміряна в ватах, дорівнює

$$P = T\omega = \frac{T\pi n}{30}$$

де T - момент обертання, $[T] = \text{Нм}$. Якщо ж потужність надано в кіловатах, $[P] = \text{кВт}$. То

$$P = T\omega = \frac{T\pi n \cdot 10^{-3}}{30}$$

Звідки

$$T = 9550 \frac{P}{n}$$

- 4) **Передавальне відношення** i . Пристрій, що приводить у рух машину або механізм, має назву привід [6]. У загальному вигляді привід містить у собі *двигун і передавальний механізм*.

Приклад такого приводу показаний на рис. 1.4. Він складається з електродвигуна 1, пасової передачі 2, двох пар циліндричних зубчастих

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 8

коліс 3 і ланцюгової передачі 4. Частота обертання на вході дорівнює n_1 на виході – n_5

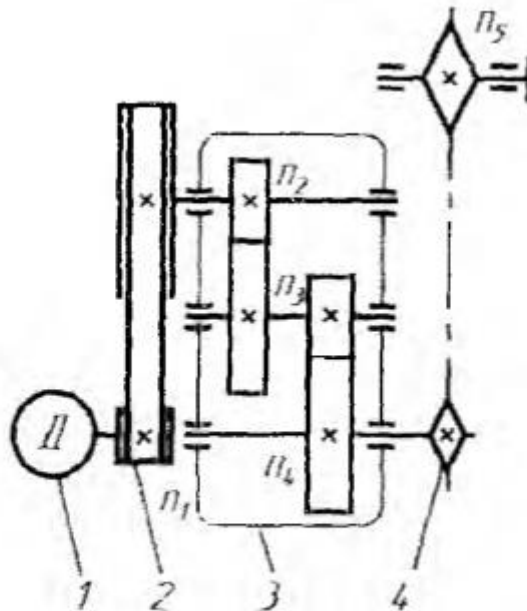


Рис. 1.4 Схема приводу загального призначення

Якщо механізм складається з однієї або декількох пар зубчастих коліс, розміщених у корпусі, призначений для зменшення частоти обертання, то він називається **редуктором**, а призначений для збільшення частоти обертання - **мультиплікатором**.

На рис. 1.5 наведений приклад схематичного подання одноступінчастого циліндричного зачеплення, що передає обертовий рух від ведучого вала безпосередньо на ведений, без будь-яких проміжних елементів.

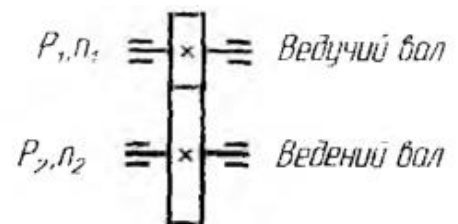


Рис. 1.5. Схема одноступінчастого циліндричного зачеплення

У загальному випадку передавальний механізм як інструмент зміни кінематичних і силових параметрів можна представити у вигляді кінематичної схеми послідовно або паралельно з'єднаних елементів (ланок).

Прикладом такої схеми є зображений на рис. 1.6 передавальний

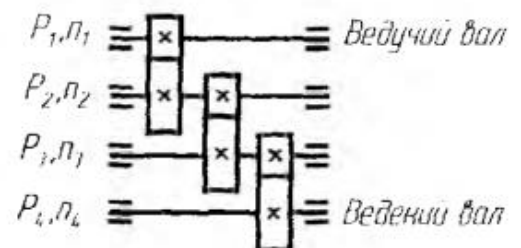


Рис. 1.6. Послідовне розміщення циліндричних зубчастих коліс

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 9

механізм, що містить гри послідовно розташовані

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 10

----- пари зубчастих коліс. Ці колеса встановлені на валах, мм-НИИ і яких можна характеризувати набором кінематичних і емеріеі іічш їх характеристик P, T, n , (або ω).

Колесо, що ініціює рух, називається ведучим.

передаточним відношенням u розуміється відношення кутових швидкостей на вході й виході кінематичного ланцюга. Для схеми, и>6 раженої на рис. 1.5, передаточне відношення дорівнює:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Передаточне відношення також визначають і як відношення чисел $z > 6$ і в зубчастих коліс, тоді формула (1.7) буде мати вигляд $u = z_1/z_2$.

Якщо кінематична характеристика виражається відношенням числа зубів, то ие називають *передаточним числом*. Передаточне число на відміну від передаточного відношення завжди додатне і не може бути менше одиниці.

Зауваження. Оскільки в даних методичних вказівках розглядаються тільки понижаючі передачі, то передаточне відношення і передаточне число будуть мати значення більше одиниці - ці дві характеристики механічних передач в подальшому будемо позначати символом u

З урахуванням (1.3) вираз (1.7) можна записати у вигляді:

$$u = \frac{d_1}{d_2}.$$

Для схеми рис. 1.6 маємо:

$$u = \frac{n_-}{n_+}.$$

Зробивши р (1.9) ряд нескладних тотожних перетворень, знаходимо:

$$u = \frac{n_-}{n_+} = \frac{n_1 n_2 n_3}{n_2 n_3 n_4} = u_1 u_2 u_3$$

Очевидно, т о передаточне відношення кінематичного ланцюга, що складається з N послідовно встановлених пар. дорівнює добутку передаточних відношень цих пар, а саме:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 11

$$u = \sum_{i=1}^N u_i$$

Як видно з (1.8), передаточне відношення в механізмах обертового руху залежить від відношення лінійних розмірів їх вхідних і вихідних ланок.

Конструктивно незручно мати занадто велику різницю діаметрів кінематичних ланок. Саме це змушує створювати багатоступінчасті передачі, обмежуючи передаточне відношення однієї пари. Розбивка передаточного відношення по щаблях неоднозначна. Існує багато різних критеріїв, які приводять до різних чисельних висновків. Тут легко реалізується процедура оптимізації, але зробити правильний вибір критерію оптимізації складно.

Практичний підхід до вибору передаточних відношень зводиться до їх підбору за середнім значенням з деякого рекомендованого діапазону [11].

І редуктор, і мультиплікатор мають постійне передаточне відношення. Дискретну зміну передаточного відношення можна одержати за допомогою механічних передач, що мають рухомі в осьовому напрямку колеса. Це забезпечує зачеплення коліс різних груп і дозволяє регулювати частоту обертання на вихідному валу

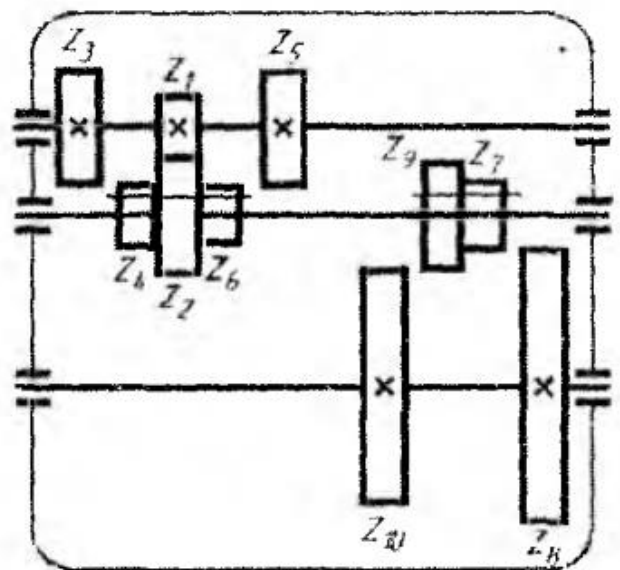


Рис. 1.7. Кінематична схема коробки швидкостей

Такі передачі називаються коробками швидкостей (рис. 1.7: $Z_1 \dots Z_{10}$ - числа зубів). Пристрій для безступінчастого (плавного) регулювання швидкості вихідної ланки називається варіатором.

- 5) **Коефіцієнт корисної дії кінематичного ланцюга.** Коефіцієнт корисної дії (ККД) η_j визначимо як відношення потужності, отриманої на виході, до потужності на вході ланцюга.

Наприклад, для одноступінчастого циліндричного зачеплення (рис. 1.5):

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 12

$$\eta = \frac{P_1}{P_2}$$

Зрозуміло, через наявність втрат, які мають місце в точках контакту, в опорах, а також через деформації опор, нагрівання тощо, виконується нерівність $P_2 \leq P_1$, тому відповідно до закону збереження й перетворення енергії $\eta < 1$. Втрати, які виникають при передачі

моменту обертання, дорівнюють різниці $\Delta P = P_1 - P_2$. Як правило, розрахувати втрати в передачі дуже складно, оскільки це пов'язано з розв'язанням контактних задач, задач тертя, задач розподілу тепла, тощо. З метою спрощення процесу визначення передаточного відношення і ККД можна скористатися їх середніми значеннями, які для одноступінчастих передач наведені в табл. 1.1 і 1.2.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 13

Таблиця 1.1

Рекомендовані значення передаточних відношень механічних передач

Вид передачі	Твердість зубів	Значення передаточних відношень	
		рекомендовані	допустимі
Зубчаста: Циліндрична тихохідна ступінь в усіх редукторах	HB350	2,5-5	6,3
	HRC40-56	2.5-5	6,3
	HRC56-63	2-4	5,6
швидкохідна: Ступінь в редукторах з розгорнутою схемою	HB350	3,15-5	8
	HRC40-56	3,15-5	7,1
	HRC56-63	2,5-4	6,3
швидкохідна: ступінь в співвісному редукторі	HB350	4-6,3	10
	HRC40-56	4-6,3	9
	HRC56-63	3,15-5	8
Конічна зубчаста	HB350	1-4	6,3
	HRC40	1-4	5
Коробка передач	будь-яка	1-2,5	3,15
Черв'ячна: однозахідна	-	28-30	90
двозахідна	-	14	35
чотиризахідна	-	10	24
Ланцюгова	-	1,5-4	10
Пасова: Плоскопасова відкрита	-	2-5	8
Плоскопасова з натягувальним роликом	-	3-5	10
Клинопасова	-	2-4	8
Фрикційна	-	2-4	10
Варіатори	-	2,5-8	-

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 14

Орієнтовні значення ККД елементів механічних передач

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 15

Елемент приводу	ККД	Примітка
1	2	3
Редуктор циліндричний Одноступінчастий прямозубий косозубий	0,97-0,98 0,96-0,97	
Редуктор конічний: прямозубий косозубий	0,96-0,97 0,95-0,96	
Ступінь зубчастого редуктора: прямозуба косозуба конічна	0,98-0,99 0,94-0,96 0,97-0,97 0,94-0,95 0,97-0,98 0,92-0,95	Закрита передача Відкрита передача Закрита передача Відкрита передача Закрита передача Відкрита передача
Редуктор черв'ячний: Однозахідний двозахідний чотири західний глобоїдний	0,7-0,75 0,75-0,82 0,82-0,92 0,85	
Пасова передача: Плоєкопасова клинописова	0,94-0,96 0,85-0,95	
Фрикційна передача	0,85-0,95	Великі значення ККД при роботі в масляній ванні
Варіатор ланцюговий	0,8-0,9	
Ланцюгова передача роликовим або зубчастим ланцюгом: закрита відкрита	0,95-0,97 0,92-0,94	
Барабан на опорах при намотуванні канату	0,95-0,97	
Муфта з проміжним рухомим елементом зубчаста МУВП	0,97-0,99 0,99 0,995	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 16

Підшипники (одна пара): кочення ковзання	0.99-0,995 0.975-0,985	При рідинному терті При напіврідинному терті
--	---------------------------	---

Для багатоступінчастої передачі (рис. 1.6) маємо:

$$\eta = \frac{P_-}{P_+} = \frac{P_2 P_3 P_4}{P_1 P_2 P_3} = \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

У загальному випадку для приводу, що містить L' послідовних щаблів, справедливе співвідношення:

$$\eta = \sum_{i=1}^N \eta_i$$

У загальному випадку для приводу, що містить L' послідовних щаблів, справедливе співвідношення:

$$\eta = \frac{P_-}{P_+}$$

Де $P_- \sum P_+$ сума потужностей окремих складових кінематичного ----- елементів. Якщо в результаті розрахунку виявиться, що $\eta < 0$. фізично це означає нездатність цього механізму передавати енергію. Таке явище зветься **самогальмуванням**. Механізми, для яких ----- називаю самогальмівними, У разі зміни ведучої ланки ці механізми перетворюються, як правило, у роботоздатні. З самогальмівних механізмів найбільше застосування мають планетарні, черв'ячні й гвинтові.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 17

2. Контрольні питання для самостійного опанування розділу „Механічні передачі” курсу „Деталі машин”

2.1 Загальні відомості та параметри для розрахунку механічних передач:

- 2.1.1. Що таке механічна передача? З якою метою застосовують механічні передачі?
- 2.1.2. Назвіть дві основні групи механічних передач та наведіть приклади передач кожної групи.
- 2.1.3. Що таке передаточне відношення механічної передачі? Запишіть вираз для визначення передаточного відношення.
- 2.1.4. Що таке ККД механічної передачі і що він характеризує?
- 2.1.5. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення обертового моменту на валах механічної передачі.
- 2.1.6. Як визначається загальне передаточне відношення та ККД частини приводного пристрою, що складається із послідовно з'єднаних механічних передач.

2.2. Фрикційні передачі:

- 2.2.1. Які основні переваги та недоліки фрикційних передач?
- 2.2.2. Назвіть основні групи матеріалів для виготовлення котків фрикційних передач.
- 2.2.3. Які є основні види руйнування металевих та неметалевих котків? Що є причиною цього руйнування?
- 2.2.4. Запишіть основні відношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі.
- 2.2.5. Із якої умови визначається потрібна сила притискання котків фрикційної передачі? Запишіть та проаналізуйте вираз для потрібної сили притискання котків циліндричної передачі.
- 2.2.6. Запишіть та проаналізуйте умову міцності металевих котків циліндричної передачі.
- 2.2.7. Запишіть та проаналізуйте умову стійкості проти спрацювання неметалевих котків циліндричної передачі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 18

2.3. Пасові передачі:

2.3.1. Дайте загальну характеристику пасових передач та їхню класифікацію.

2.3.2. Назвіть основні типи приводних пасів, укажіть їхню будову та матеріал.

2.3.3. Чому у пасових передачах має місце пружне ковзання паса на шківах? Від чого залежить відносне пружне ковзання та як воно впливає на передаточне відношення передачі?

2.3.4. Який зв'язок існує між силою натягу віток паса та корисним навантаженням і попереднім натягом паса?

2.3.5. Як впливає дія відцентрової сили на роботу пасової передачі?

2.3.6. Чому у пасових передачах обмежують відношення діаметра меншого шківа до товщини паса?

2.3.7. Як впливає кут обхвату пасом шківа на тягову здатність паса?

Чому у кдинопасових переламах допускають менші кути обхвату, ніж у плоскопасових передачах?

2.3.8. Назвіть основні критерії розходності пасової передачі.

2.3.9. Від яких факторів залежить довговічність приводних пасів?

2.4. Загальні відомості про зубчасті передачі:

2.4.1. За якими ознаками класифікують зубчасті передачі? Дайте класифікацію зубчастих передач за цими ознаками.

2.4.2. Що називається кроком і модулем зубів? Які кроки та модулі відрізняють у зубчастих колесах?

2.4.3. Що таке коригування зубчастого зачеплення? Як змінюється профіль зубців при коригуванні зубчастих коліс?

2.4.4. Назвіть основні показники точності функціонування зубчастих передач та охарактеризуйте їх,

2.4.5. Які фактори впливають на вибір ступеня точності виготовлення зубчастих передач? Які ступені точності використовують для зубчастих передач загального машинобудування?

2.4.6. Назвіть основні види термічної та хіміко-термічної обробки зубчастих коліс.

2.4.7. Назвіть та охарактеризуйте основні види руйнування зубів зубчастих коліс.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 19

2.4.8. Які фактори впливають на допустиму контактну напругу для активних поверхонь зубів? Як впливає режим навантаження передачі на допустиму контактну напругу?

2.1.9. Назвіть і проаналізуйте фактори, що впливають на допустимі напруги згину для зубів зубчастих коліс.

2.5. Циліндричні зубчасті передачі:

2.5.1. З якою метою роблять заміну косозубих циліндричних коліс еквівалентними прямозубими? Як визначаються параметри еквівалентних коліс?

2.5.2. Чому у зачепленні міняється довжина лінії контакту зубів? Як оцінюється довжина лінії контакту зубців у прямо- та косозубих передачах?

2.5.3. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил у зачепленні косозубих коліс. Покажіть напрями цих сил на відповідних рисунках. Чому у зачепленні прямозубих коліс відсутня осьова сила?

2.5.4. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну втому? Запишіть основну розрахункову залежність та проаналізуйте вплив окремих параметрів на розрахункову контактну напругу.

2.5.5. В чому полягає розрахунок активних поверхонь зубів на контактну міцність?

2.5.6. За якою залежністю ведеться розрахунок зубів на втому при згині? Який параметр зубів має найбільший вплив на напругу згину?

2.5.7. Як ведеться розрахунок зубів на міцність при згині максимальним навантаженням?

2.5.8. У чому полягає суть проектувального розрахунку циліндричної зубчастої передачі? Запишіть основну розрахункову формулу та проаналізуйте вплив окремих параметрів передачі на її розміри.

2.6. Конічні зубчасті передачі:

2.6.1. Охарактеризуйте конічні зубчасті передачі з точки зору їхньої будови, використання та несучої здатності.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 20

2.6.2 . З якою метою роблять заміну конічної передачі еквівалентною циліндричною передачею? Запишіть вирази для деяких параметрів еквівалентної циліндричної передачі.

2.6.3. Запишіть формули для визначення колової, радіальної та осьової сил, які діють на конічну шестерню та конічне колесо. Покажіть напрями цих сил на відповідному рисунку .

2.6.4. Назвіть чотири основні розрахунки на міцність конічних зубчастих передач.

2.6.5. У чому полягає суть проектувального розрахунку конічної зубчастої передачі? За якою формулою ведеться цей розрахунок?

2.7. Гвинтові та гіпоїдні зубчасті передачі:

2.7.1. У чому полягає принцип утворення зубчастих передач із мимобіжними осями валів? Який основний недолік таких передач?

2.7.2. У чому полягає принцип розрахунку гвинтової передачі на стійкість проти спрацювання?

2.7.3. Чому гіпоїдна передача має суттєво вищу несучу здатність у порівнянні з гвинтовою?

2.7.4. Які основні причини виходу з ладу гіпоїдних передач та якими засобами можна досягти підвищення їхньої несучої здатності?

2.8 Черв'ячні передачі:

2.8.1. Дайте загальну характеристику черв'ячних передач. Вкажіть їхні основні переваги та недоліки у порівнянні з іншими передачами.

2.8.2. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони різняться між собою?

2.8.3 Чому у черв'ячній передачі є ковзання витків черв'яка по зубях колеса? Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення швидкості ковзання.

2.8.4. Назвіть основні матеріали для виготовлення елементів черв'ячної передачі та за якими рекомендаціями вибирають матеріал для виготовлення вінця черв'ячного колеса?

2.8.5. Які причини виходу з ладу черв'ячних передач? Які види розрахунків виконують для забезпечення роботоздатності черв'ячної передачі?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 21

2.8.6. Покажіть на відповідному рисунку сили, що діють у зачепленні черв'ячної передачі, та запишіть формули для їхнього визначення.

2.8.7. Запишіть та проаналізуйте вираз для визначення ККД черв'ячної передачі у разі передавання обертового руху від черв'яка до колеса і навпаки.

2.8.8. Чому для черв'ячних передач передбачають тепловий розрахунок? У чому полягає суть цього розрахунку?

2.8.9. У чому полягає суть розрахунку черв'яка на жорсткість?

2.8.10. Чим відрізняються глобоїдна черв'ячна передача від циліндричної. Чому глобоїдна черв'ячна передача має більшу несучу здатність?

2.9. Ланцюгові передачі:

2.9.1. Які типи приводних ланцюгів мають практичне застосування?

2.9.2. Чому обмежують кутову швидкість меншої зірочки залежно від її числа зубів та кроку ланцюга?

2.9.3. Чому доцільно використовувати ланцюги з малим кроком? Яким чином можна зменшити крок ланцюга у передачі із заданим навантаженням?

2.9.4. Назвіть основні причини виходу з ладу ланцюгових передач?

2.9.5. Які види розрахунків передбачають для ланцюгових передач з ----
-- забезпечення їхньої надійності та тривалої роботи?

2.9.6. Назвіть основний розрахунковий параметр, за яким ведеться розрахунок ланцюга на стійкість проти спрацювання та розрахунок пластин на втому.

2.9.7. Яка мета розрахунку ланцюга на міцність за максимальним навантаженням?

2.10. Передачі гвинт-гайка:

2.10.1. В яких випадках використовують передачу гвинт-гайка?

2.10.2. Які типи різьб застосовують у передачах гвинт-гайка?

Охарактеризуйте ці різьби з точки зору доцільності використання,

2.10.3. З яких матеріалів виготовляють гвинти та гайки? Які вимоги ставляться до цих матеріалів?

2.10.4. Запишіть і проаналізуйте формулу, що встановлює зв'язок між швидкістю поступального руху гайки і кутовою швидкістю гвинта.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 22

2.10.5. Запишіть та проаналізуйте формули, що встановлюють зв'язок моменту сил тертя в різьбі з осьовою силою на гайці.

2.10.6, У чому полягає розрахунок передачі гвинт-гайка на стійкість проти спрацювання?

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 23

3. Контрольні завдання для самостійної роботи

3.1. Завдання № 1.1 - 1,30

Завдання № 1.1

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного горизонтального одноступінчастого редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1.0	1500	20	35	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.2

1. Накреслиш кінематичну схему циліндричного одноступінчастого редуктора з одним швидкохідним валом і двома тихохідними та проміжною шестірнею згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1.5	1300	22	38	26	39	27	43

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 24</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 25

Завдання № 1.3

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного одноступінчастого редуктора з одним швидкохідним валом і двома тихохідними згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
2	1200	27	40	28	43	29	45

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.4

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного одноступінчастого редуктора з двома швидкохідними валами і одним тихохідним згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
2,5	1000	29	45	31	48	33	50

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 26</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 27

Завдання № 1.5

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного вертикального одноступінчастого редуктора з нижнім розташуванням шестірни згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
3	800	30	50	35	55	37	5

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.6

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного одноступінчастого редуктора з внутрішнім зачепленням згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
3,5	600	17	35	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 28</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 29

Завдання № 1.7

1. Накреслити кінематичну схему конічного одноступінчастого редуктора з горизонтально розташованими валами згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
43	400	2	38	26	39	27	43

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{п}} = 0,85$; $\eta_{\text{в}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.8

1. Накреслити кінематичну схему конічного одноступінчастого редуктора з вертикальним швидкохідним валом згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
4,5	600	2	40	28	43	29	45

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{п}} = 0,85$; $\eta_{\text{в}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 30

Завдання № 1.9

1. Накреслити кінематичну схему черв'ячного одноступінчастого редуктора з верхнім розташуванням циліндричного черв'яка згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
5	800	2	45	30	48	33	50

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) валів редуктора.

Завдання № 1.10

1. Накреслити кінематичну схему черв'ячного одноступінчастого редуктора з верхнім розташуванням глобоїдного черв'яка згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
5,5	1000	4	50	35	55	37	58

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 31

- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$)
і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 32

Завдання № 1.11

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного двоступінчастого редуктора виконаного за розгорнутою схемою згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
6	1500	20	40	23	46	25	50

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.12

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного двоступінчастого редуктора виконаного за розгорнутою схемою з роздвоєною тихохідною ступінню згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
6,5	1300	22	55	26	65	28	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 33

Завдання № 1.13

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного двоступінчастої редуктора виконаного за розгорнутою схемою з роздвоєною --
----- згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність Р, кВт	Частота обертань n, об/хв	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆
7,5	1200	20	60	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.14

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного горизонтального двоступінчастого співвісного однопоточного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність Р, кВт	Частота обертань n, об/хв	Z ₁	Z ₂	Z ₃	Z ₄	Z ₅	Z ₆
8	900	20	35	23	69	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 34

- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$)
і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 35

Завдання № 1.15

- Накреслити кінематичну схему циліндричного вертикального двоступінчастого співвісного однопоточного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

- Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
8,5	1000	20	55	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

- Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.16

- Накреслити кінематичну схему циліндричного горизонтального двоступінчастого співвісного двопоточного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

- Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{кВт}}$	Частота обертань $n_{\text{об/хв}}$	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
9,0	800	18	51	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

- Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 36</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 37

Завдання № 1.16

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного горизонтального двоступінчастого співвісного двопоточного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертань $n_{\text{вх}}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
9,0	800	18	51	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) валу редуктора.

Завдання № 1.21

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного триступінчастого редуктора виконаного за розгорнутою схемою з роздвоєною тихохідною ступінню згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертань $n_{\text{вх}}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
6,0	1500	20	40	23	46	25	50

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{г}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) валу редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 38

і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 39

Завдання № 1.22

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного горизонтального триступінчастого редуктора виконаного за розгорнутою схемою з роздвоєною проміжною ступінню згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертань $n_{\text{вх}}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
6,5	1300	22	55	26	65	28	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{\text{вх}}$) і вихідного ($T_{\text{вих}}$) вала редуктора.

Завдання № 1.23

1. Накреслити кінематичну схему вертикального циліндричного триступінчастого редуктора виконаного за розгорнутою схемою з роздвоєною проміжною ступінню згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертань $n_{\text{вх}}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
4,5	700	20	36	23	69	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{\text{заг}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{\text{заг}}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{\text{вих}}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{\text{вих}}$);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 40

- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$)
і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Завдання № 1.24

1. Накреслити кінематичну схему комбінованого двоступінчас того конічно-циліндричного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1,5	1500	20	35	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$)
і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Завдання № 1.25

1. Накреслити кінематичну схему комбінованого двоступінчастого черв'ячно-циліндричного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1,5	1500	20	35	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$)

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 41

і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 42

Завдання № 1.26

1. Накреслити кінематичну схему комбінованого двоступінчастого конічно-червячного редуктора згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1,5	1500	20	35	1	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$) і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Завдання № 1.27

1. Накреслити кінематичну схему циліндричного двоступінчастого черв'ячно-конічного редуктора виконаного згідно вимог ГОСТ 2.770-68*

2. Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1,5	1500	1	35	23	37	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$) і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 43</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 44

Завдання № 1.28

- Накреслити кінематичну схему комбінованого двоступінчастого черв'ячно-циліндричного редуктора з роздвоєною тихохідною ступінню згідно вимог ГОСТ 2.770-68* ГОСТ 2.770-68*

- Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1,5	1500	2	56	20	38	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\dots} = 0,98$; $\eta_{\dots} = 0,96$; $\eta_{\dots} = 0,85$; $\eta_{\dots} = 0,99$

- Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$) і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Завдання № 1.29

- Накреслити кінематичну схему комбінованого двоступінчастого циліндрично-черв'ячного редуктора з нижнім розташуванням черв'яка згідно вимог ГОСТ 2.770-68* ГОСТ 2.770-68*

- Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
8,0	900	20	35	2	38	25	40

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\dots} = 0,98$; $\eta_{\dots} = 0,96$; $\eta_{\dots} = 0,85$; $\eta_{\dots} = 0,99$

- Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$) і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 45</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 46

Завдання № 1.30

- Накреслити кінематичну схему триступінчастого комбінованого конічно-циліндричного редуктора виконаного з однією конічною і двома циліндричними ступіннями згідно вимог ГОСТ 2.770-68* ГОСТ 2.770-68*

- Вихідні дані для розрахунку

Потужність $P_{вх}$ кВт	Частота обертань $n_{вх}$ об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
5,5	950	30	60	35	70	37	74

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{12} = 0,98$; $\eta_{23} = 0,96$; $\eta_{34} = 0,85$; $\eta_{45} = 0,99$

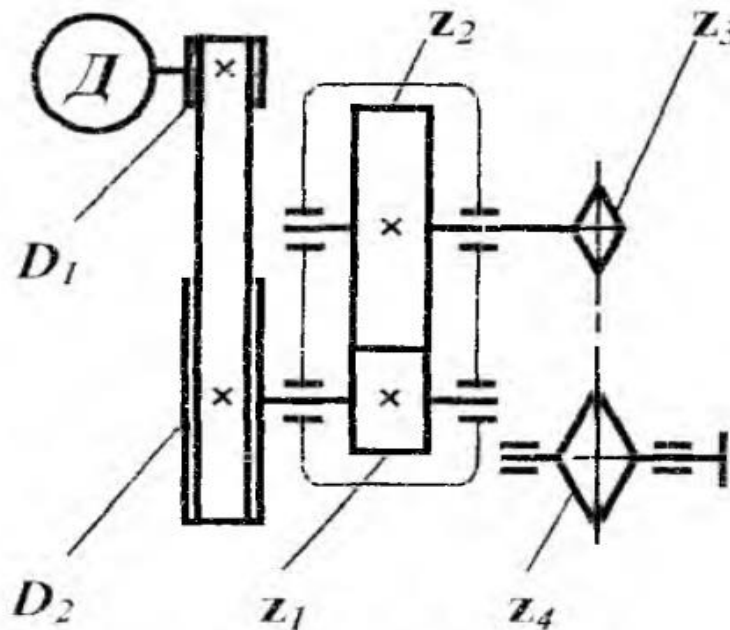
- Розрахувати:

- загальне передаточне відношення редуктора ($u_{заг}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії редуктора ($\eta_{заг}$);
- частоту обертання вихідного валу редуктора ($n_{вих}$);
- потужність на вихідному валу редуктора ($P_{вих}$);
- обертальні моменти вхідного ($T_{вх}$) і вихідного ($T_{вих}$) вала редуктора.

3.2. Завдання № 2.1-2.30

Завдання № 2.1

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	1,0	1800	50	60	21	63	15	30
2	1,2	1600	75	90	23	69	20	40
3	1,4	1400	100	120	25	75	25	50
4	1,6	1200	125	150	27	81	30	60
5	1,8	1000	150	180	29	87	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$; $\eta_{\text{д}} = 0,94$; $\eta_{\text{т}} = 0,99$

3. Розрахувати:

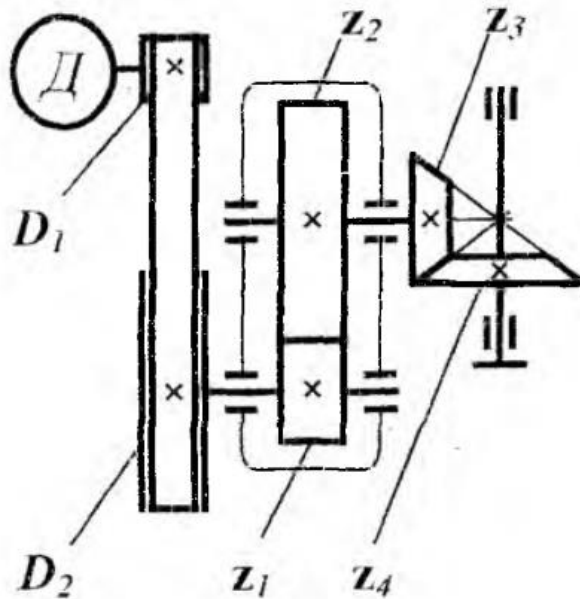
- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{з1}}$, $u_{\text{з2}}$, $u_{\text{д}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 48

- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{...}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{...}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{...}$) і вихідного вала ($T_{...}$) приводу.

Завдання № 2.2

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	2,0	1000	50	70	21	63	15	30
2	2,2	1200	75	105	23	69	20	40
3	2,4	1400	100	140	25	75	25	50
4	2,6	1600	125	170	27	81	30	60
5	2,8	1800	150	210	29	87	35	70

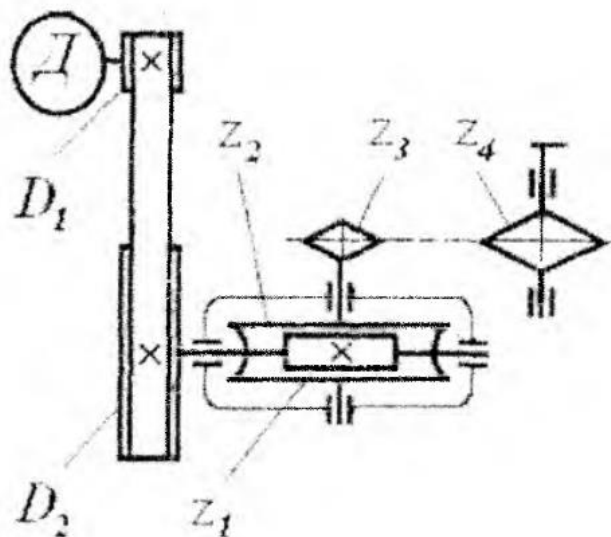
Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{п}} = 0,85$; $\eta_{\text{в}} = 0,94$; $\eta_{\text{т}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{з1}}$, $u_{\text{з2}}$, $u_{\text{п1}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);
- частоту обертання вихідного валу приводу ($n_{\text{л}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{л}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного валу ($T_{\text{л}}$) приводу.

Завдання № 2.3

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	3,0	1050	100	200	2	62	15	30
2	3,5	1100	75	150	2	68	20	40
3	4,0	1150	50	100	2	76	25	50
4	4,5	1200	75	150	2	82	30	60
5	5,0	1250	100	200	2	86	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{пл}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{пл}} = 0,94$; $\eta_{\text{пл}} = 0,99$

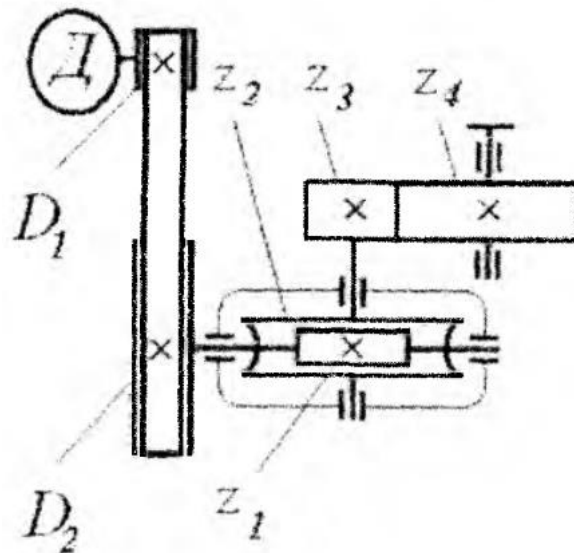
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{пл1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{пл2}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{л}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{л}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{л}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 51</i>

Завдання № 2.4

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	5,2	1250	100	200	2	64	15	30
2	5,4	1200	75	150	2	68	20	40
3	5,6	1150	50	100	2	76	25	50
4	5,7	1100	75	150	2	82	30	60
5	5,8	1050	100	200	2	86	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

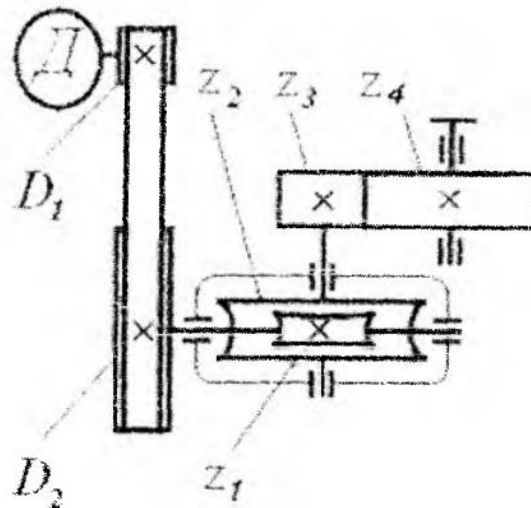
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 53</i>

Завдання № 2.5

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	6,0	1000	100	200	2	64	15	30
2	6,5	950	75	150	2	68	20	40
3	7,0	900	50	100	2	76	25	50
4	7,5	850	75	150	2	82	30	60
5	8,0	800	100	200	2	86	35	70

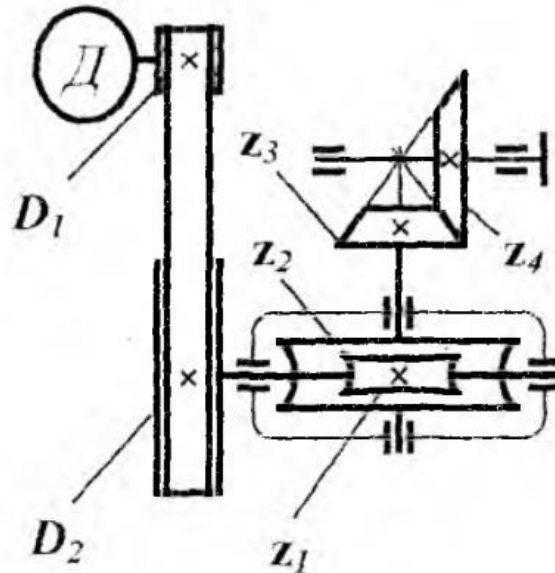
Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$; $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

4. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного валу приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{ш}}$);

Завдання № 2.6

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	8,2	900	50	80	2	64	15	30
2	8,4	880	75	120	2	68	20	40
3	8,6	860	100	160	2	76	25	50
4	8,8	840	125	200	2	82	30	60
5	9,0	820	150	240	2	86	35	70

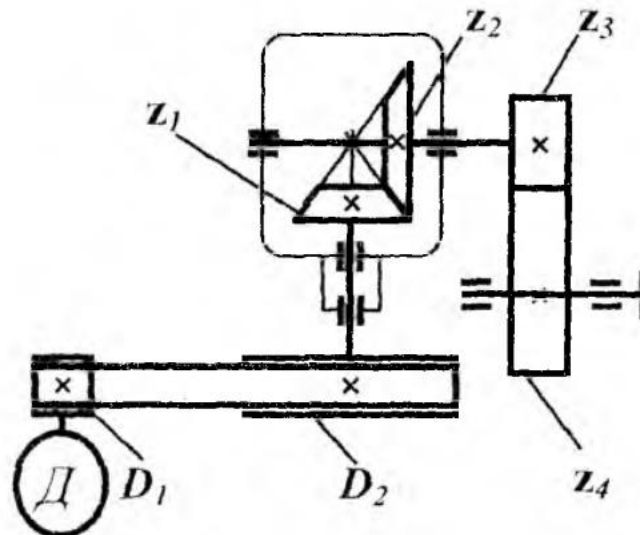
Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{л}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{пл}} = 0,96$; $\eta_{\text{пл}} = 0,85$; $\eta_{\text{пл}} = 0,94$; $\eta_{\text{пл}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{л1}}$, $u_{\text{л2}}$, $u_{\text{л3}}$, $u_{\text{л4}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{л}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{л}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{л}}$) і вихідного вала ($T_{\text{л}}$) приводу.

Завдання № 2.7

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	8,0	1000	100	200	21	63	15	30
2	8,5	900	75	150	23	69	20	40
3	9,0	800	50	100	25	75	25	50
4	9,5	700	75	150	27	81	30	60
5	10	600	100	200	29	87	35	70

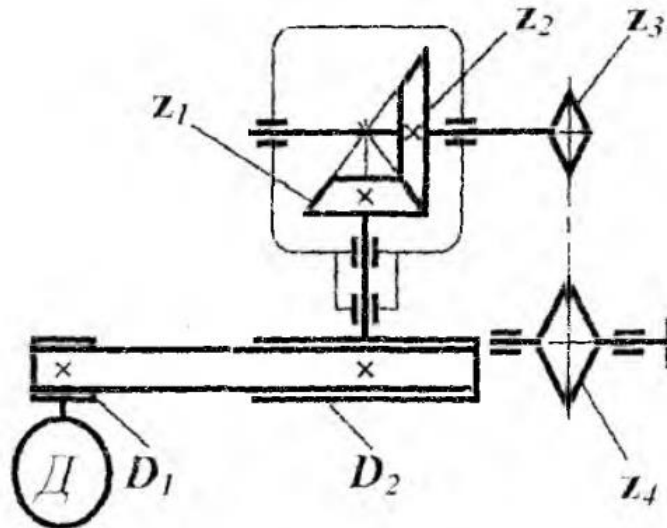
Примітка: $K.K.D.$ – $\eta_{..} = 0,95$; $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$;
 $\eta_{..} = 0,94$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{..}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{..}$);
- частоту обертання вихідного валу приводу ($n_{..}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{..}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{..}$) і вихідного валу ($T_{..}$) приводу.

Завдання № 2.8

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	10	1000	50	90	21	63	15	30
2	9,8	900	75	135	23	69	20	40
3	9,6	800	100	180	25	75	25	50
4	9,4	700	125	255	27	81	30	60
5	9,2	600	150	270	29	87	35	70

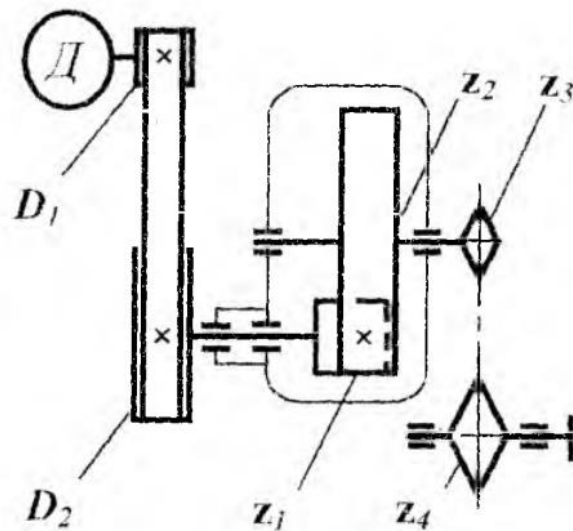
Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Завдання № 2.9

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	1,0	1000	100	200	21	63	15	30
2	2,0	1100	75	150	23	46	20	40
3	3,0	1200	50	100	25	50	25	50
4	4,0	1300	75	150	27	54	30	60
5	5,0	1400	100	200	29	58	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,95$; $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$;
 $\eta_{..} = 0,94$; $\eta_{..} = 0,99$

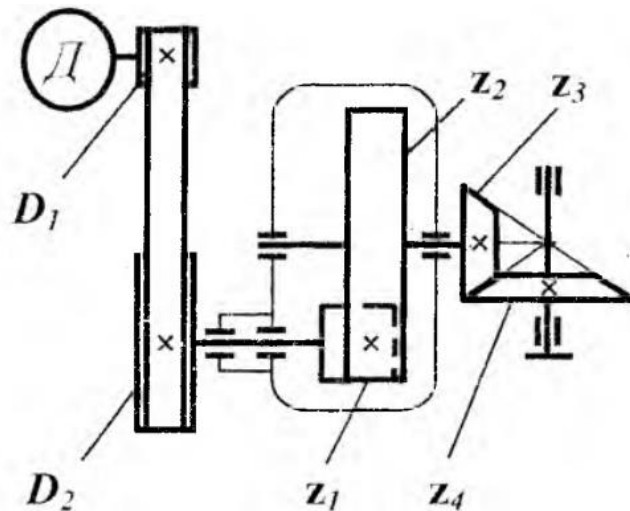
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{..}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{..}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{..}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{..}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{..}$) і вихідного вала ($T_{..}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 59</i>

Завдання № 2.10

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	6,0	1150	100	220	21	63	15	30
2	7,0	1050	75	165	23	69	20	40
3	8,0	950	50	110	25	75	25	50
4	9,0	850	125	275	27	81	30	60
5	10,0	750	150	330	29	87	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

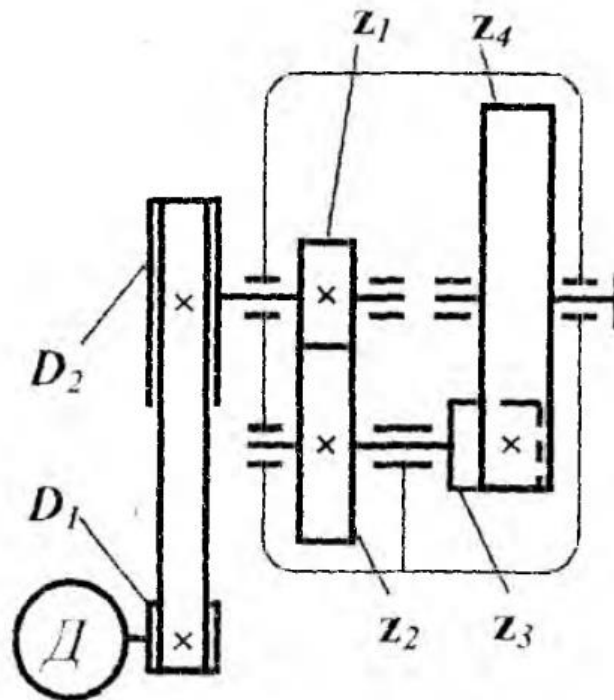
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 62</i>

Завдання № 2.13

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	1,0	1000	40	180	21	63	15	30
2	1,5	900	50	200	23	69	20	40
3	2,0	800	60	240	25	75	25	50
4	2,5	700	80	270	27	81	30	60
5	3,0	600	100	250	29	87	35	70

Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{в}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{з}} = 0,99$

3. Розрахувати:

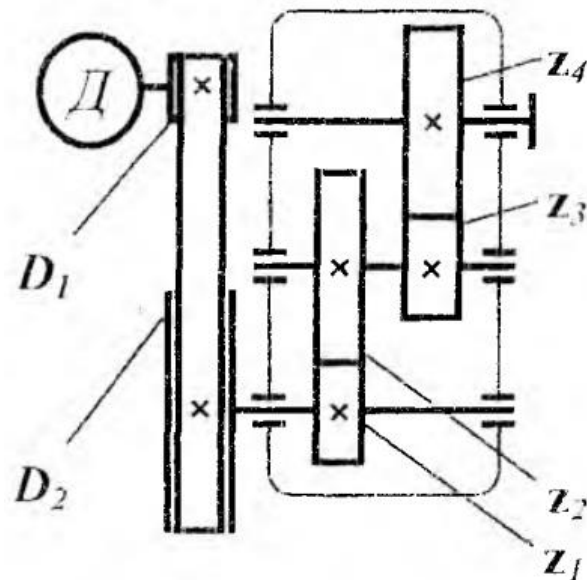
- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{з1}}$, $u_{\text{з2}}$, $u_{\text{з3}}$, $u_{\text{з4}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 65

– обертальні моменти двигуна ($T_{\dots}$) і вихідного вала ($T_{\dots}$) приводу.

Завдання № 2.14

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	2,4	850	55	220	21	63	15	45
2	2,8	800	65	260	23	69	20	60
3	3,2	750	75	300	25	75	25	75
4	3,6	700	85	340	27	81	30	90
5	4,0	650	95	380	29	87	35	105

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{л1} = 0,95$; $\eta_{л2} = 0,98$; $\eta_{л3} = 0,96$; $\eta_{л4} = 0,85$;
 $\eta_{л5} = 0,94$; $\eta_{л6} = 0,99$

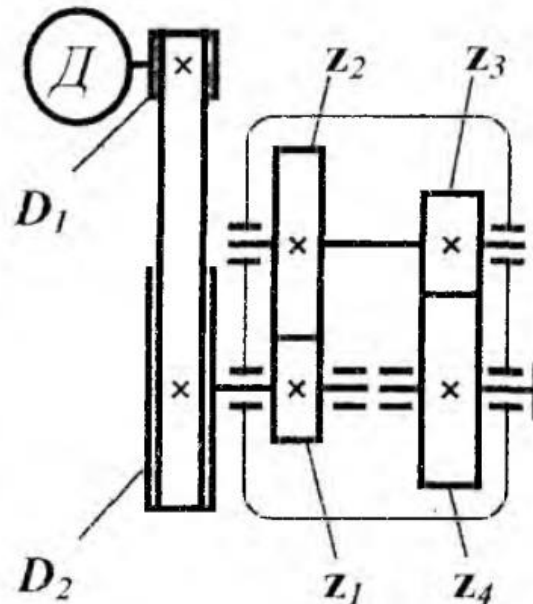
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{л}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45} , u_{56});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{л}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{л}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{л}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{л1}$) і вихідного вала ($T_{л6}$) привода.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 67</i>

Завдання № 2.15

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	3,0	960	50	150	21	42	15	30
2	3,5	860	75	225	23	46	20	40
3	4,0	760	100	300	25	50	25	50
4	4,5	660	125	375	27	54	30	60
5	5,0	560	150	450	29	58	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,95$; $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$;
 $\eta_{..} = 0,94$; $\eta_{..} = 0,99$

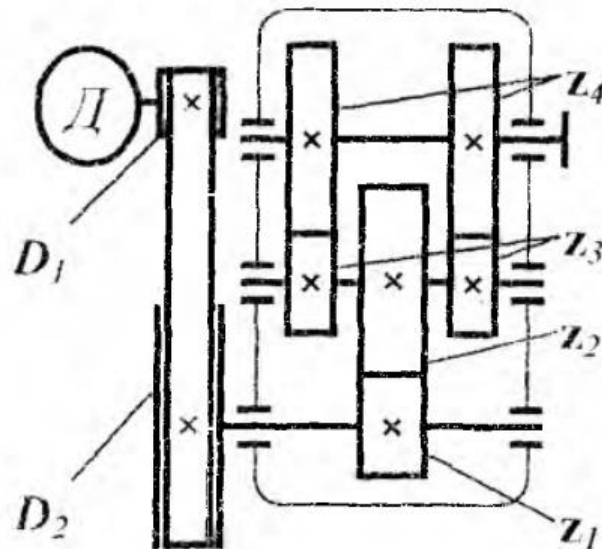
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{..}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{..}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{..}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{..}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{..}$) і вихідного вала ($T_{..}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 69</i>

Завдання № 2.16

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	4,2	1500	100	240	21	63	15	48
2	4,4	1400	75	180	23	69	20	64
3	4,6	1300	50	120	25	75	25	80
4	4,8	1200	75	180	27	81	30	96
5	5,0	1100	100	240	29	87	35	112

Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

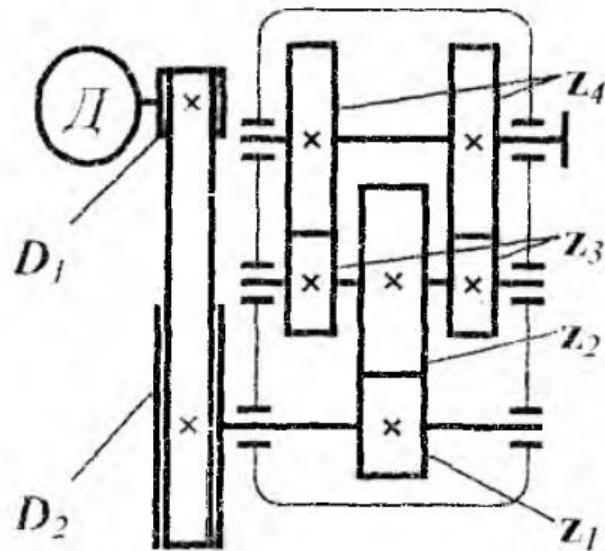
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{12}, u_{23}, u_{34}, u_{45}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 71</i>

Завдання № 2.17

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	5,4	1250	60	144	21	63	15	30
2	5,8	1200	80	208	23	69	20	40
3	6,2	1150	100	260	25	75	25	50
4	6,6	1100	120	312	27	81	30	60
5	7,0	1050	140	364	29	87	35	70

Примітка: $\eta_{к.к.д.} = 0,95$; $\eta_{л.} = 0,98$; $\eta_{ш.} = 0,96$; $\eta_{з.} = 0,85$;
 $\eta_{п.} = 0,94$; $\eta_{в.} = 0,99$

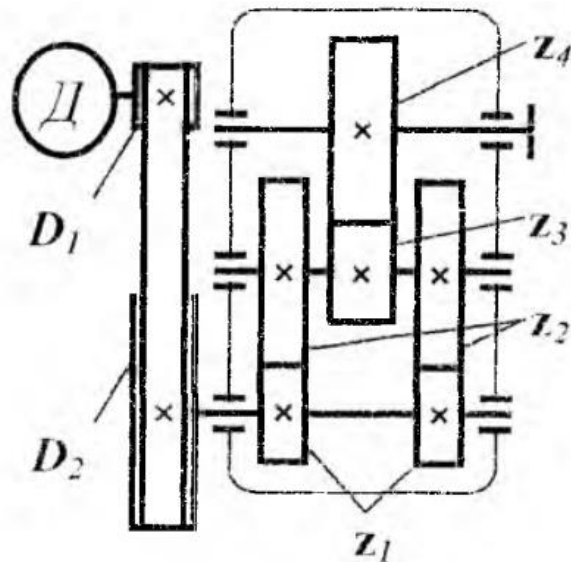
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу (u_{Σ}), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{12}, u_{23}, u_{34}, u_{14}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу (η_{Σ});
- частоту обертання вихідного вала приводу (n_{Σ});
- потужність на вихідному валу привода (P_{Σ});
- обертальні моменти двигуна ($T_{д}$) і вихідного вала (T_{Σ}) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 73</i>

Завдання № 2.18

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	7,2	1020	110	308	21	63	15	39
2	7,6	1080	120	336	23	69	20	52
3	8,0	1140	130	364	25	75	25	65
4	8,4	1200	140	392	27	81	30	78
5	8,8	1260	150	420	29	87	35	91

Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

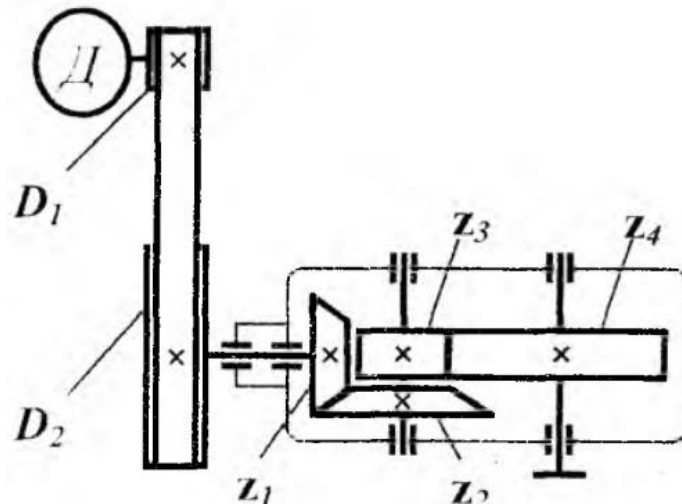
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{ш3}}$, $u_{\text{ш4}}$, $u_{\text{ш5}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{ш1}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 75</i>

Завдання № 2.19

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	9,0	850	100	280	21	84	15	30
2	9,2	800	90	252	23	92	20	40
3	9,4	750	80	224	25	100	25	50
4	9,6	700	70	196	27	108	30	60
5	9,8	650	60	168	29	116	35	70

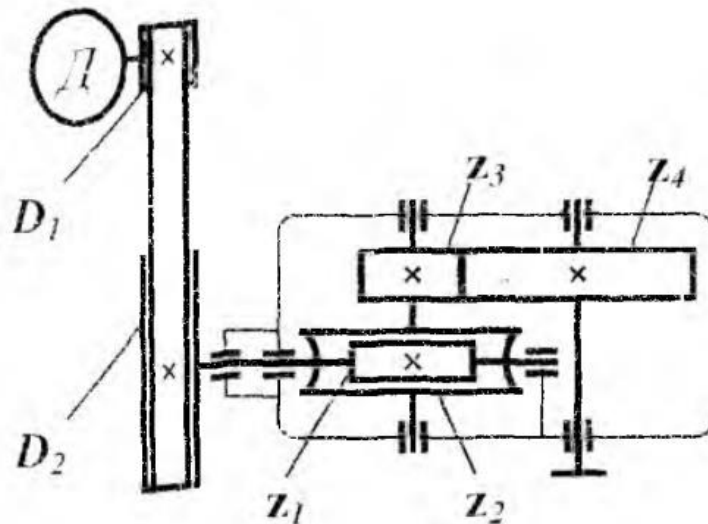
Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{з}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{ш3}}$, $u_{\text{ш4}}$, $u_{\text{ш5}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Завдання № 2.20

4. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



5. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	10,0	1000	100	200	1	63	15	30
2	10,5	900	75	150	1	69	20	40
3	11,0	800	50	100	1	75	25	50
4	11,5	700	75	150	1	81	30	60
5	12,0	600	100	200	1	87	35	70

Примітка: $\eta_{л.д.} = 0,95$; $\eta_{л.д.} = 0,98$; $\eta_{л.д.} = 0,96$; $\eta_{л.д.} = 0,85$;
 $\eta_{л.д.} = 0,94$; $\eta_{л.д.} = 0,99$

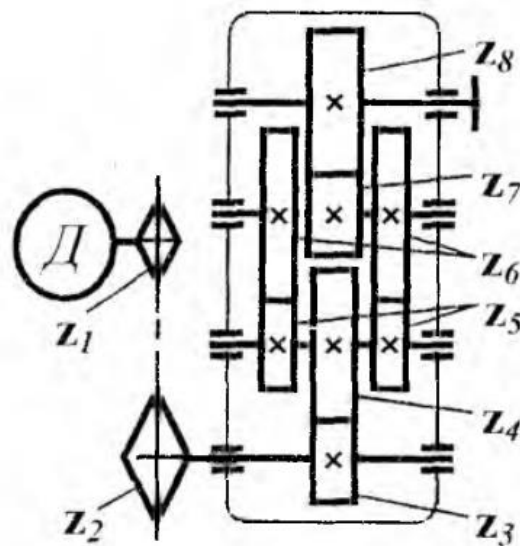
6. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу (u_{Σ}), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_1, u_2, u_3, u_4, u_5);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу (η_{Σ});
- частоту обертання вихідного вала приводу (n_{Σ});
- потужність на вихідному валу привода (P_{Σ});
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала (T_{Σ}) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 78</i>

Завдання № 2.21

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	2,0	1000	17	51	21	63	15	30	20	60
2	2,5	900	19	57	23	69	20	40	25	75
3	3,0	800	21	63	25	75	25	50	30	90
4	3,5	700	23	69	27	81	30	60	28	84
5	4,0	600	25	75	29	87	35	70	22	66

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,95$; $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$;
 $\eta_{..} = 0,94$; $\eta_{..} = 0,99$

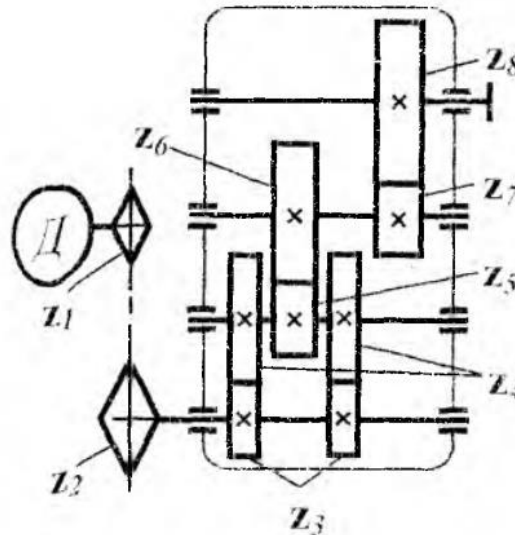
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{..}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{..}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{..}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{..}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{..}$) і вихідного вала ($T_{..}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 80</i>

Завдання № 2.22

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	2,0	1000	27	81	21	63	15	30	20	60
2	2,5	900	29	87	23	69	20	40	25	75
3	3,0	800	31	93	25	75	25	50	30	90
4	3,5	700	33	99	27	81	30	60	28	84
5	4,0	600	35	105	29	87	35	70	22	66

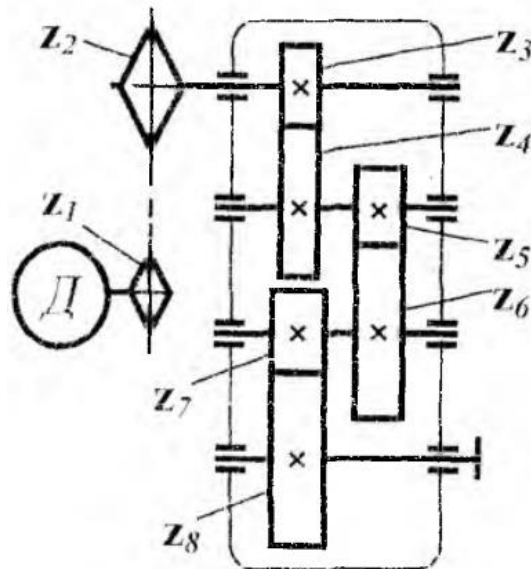
Примітка: $\eta_{л} = 0,95$; $\eta_{л} = 0,98$; $\eta_{л} = 0,96$; $\eta_{л} = 0,85$;
 $\eta_{л} = 0,94$; $\eta_{л} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{л}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45} , u_{56});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{л}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{л}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{л}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{л}$) і вихідного вала ($T_{л}$) приводу.

Завдання № 2.23

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	2,0	1000	25	75	21	63	15	30	20	60
2	2,5	900	30	90	23	69	20	40	25	75
3	3,0	800	40	120	25	75	25	50	30	90
4	3,5	700	50	150	27	81	30	60	28	84
5	4,0	600	60	180	29	87	35	70	22	66

Примітка: $\eta_{к.к.д.} = 0,95$; $\eta_{л.} = 0,98$; $\eta_{ш.} = 0,96$; $\eta_{п.} = 0,85$;
 $\eta_{з.} = 0,94$; $\eta_{в.} = 0,99$

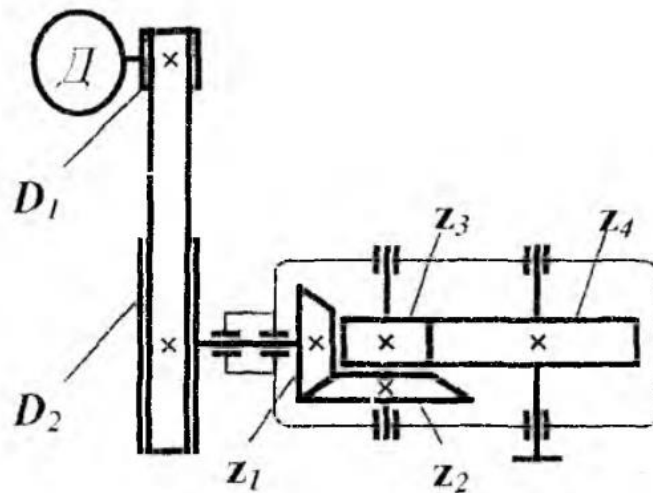
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу (u_{Σ}), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_1, u_2, u_3, u_4, u_5);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу (η_{Σ});
- частоту обертання вихідного вала приводу (n_{Σ});
- потужність на вихідному валу привода (P_{Σ});
- обертальні моменти двигуна ($T_{д}$) і вихідного вала (T_{Σ}) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 83</i>

Завдання № 2.24

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	9,0	850	100	280	21	84	15	30
2	9,2	800	90	252	23	92	20	40
3	9,4	750	80	224	25	100	25	50
4	9,6	700	70	196	27	108	30	60
5	9,8	650	60	169	29	116	35	70

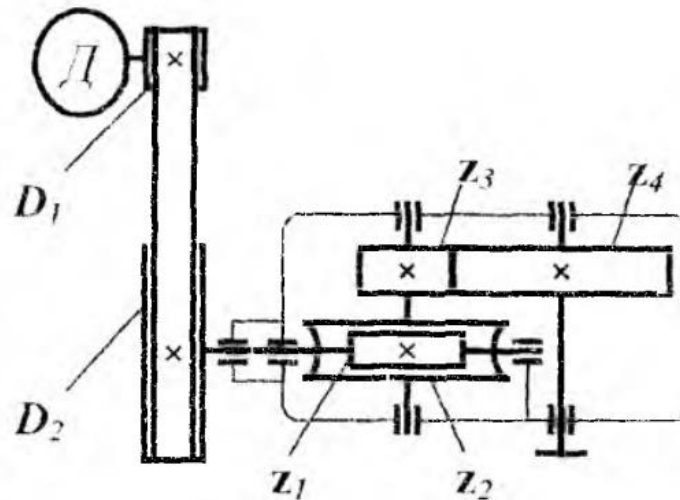
Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш1}}$, $u_{\text{ш2}}$, $u_{\text{ш3}}$, $u_{\text{ш4}}$, $u_{\text{ш5}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{ш}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Завдання № 2.25

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	10,0	1000	200	280	1	63	15	30
2	10,5	900	150	252	1	69	20	40
3	11,0	800	100	224	1	75	25	50
4	11,5	700	150	196	1	81	30	60
5	12,0	600	200	169	1	87	35	70

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{\text{ш}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{ш}} = 0,96$; $\eta_{\text{ш}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{ш}} = 0,99$

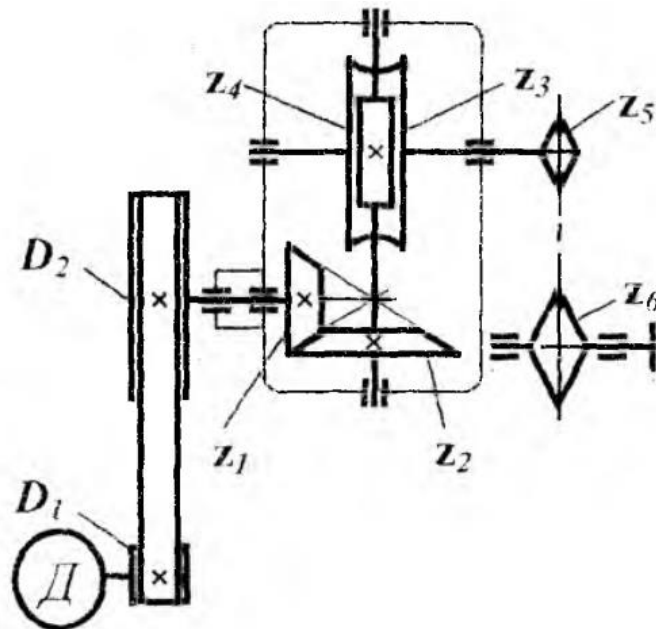
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{35} , u_{45});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 86</i>

Завдання № 2.26

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1	2,0	1000	100	200	21	63	1	30	20	60
2	2,5	900	75	150	23	69	1	40	25	75
3	3,0	800	50	100	25	75	1	50	30	90
4	3,5	700	75	150	27	81	1	60	28	84
5	4,0	600	100	200	29	87	1	70	22	66

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{л1} = 0,95$; $\eta_{л2} = 0,98$; $\eta_{л3} = 0,96$; $\eta_{л4} = 0,85$;
 $\eta_{л5} = 0,94$; $\eta_{л6} = 0,99$

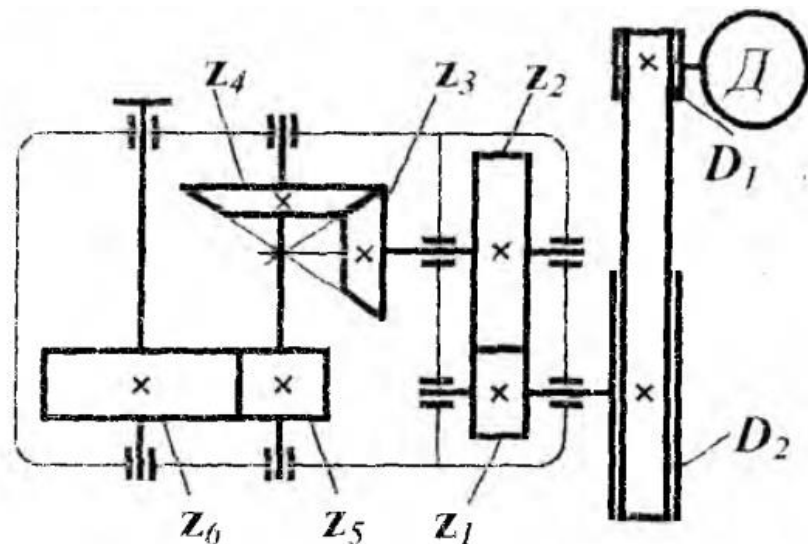
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{л}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_{12} , u_{23} , u_{34} , u_{45} , u_{56});
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{л}$);
- частоту обертання вихідного валу приводу ($n_{л}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{л}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{л1}$) і вихідного валу ($T_{л6}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 88</i>

Завдання № 2.27

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{\text{вх}}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{\text{вх}}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1	2,0	1000	100	200	21	63	15	30	20	60
2	2,5	900	75	150	23	69	20	40	25	75
3	3,0	800	50	100	25	75	25	50	30	90
4	3,5	700	75	150	27	81	30	60	28	84
5	4,0	600	100	200	29	87	35	70	22	66

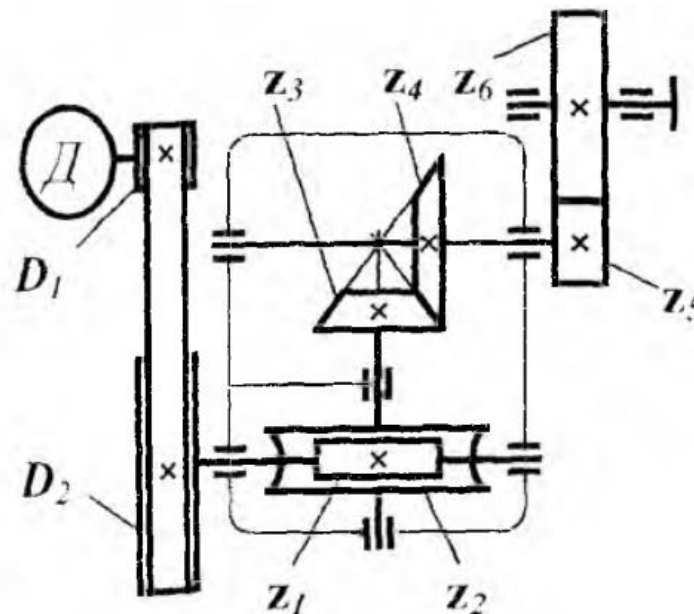
Примітка: $\eta_{\text{л}} = 0,95$; $\eta_{\text{л}} = 0,98$; $\eta_{\text{л}} = 0,96$; $\eta_{\text{л}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{л}} = 0,94$; $\eta_{\text{л}} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач (u_1, u_2, u_3, u_4, u_5);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{л}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{л}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{л}}$) і вихідного вала ($T_{\text{л}}$) приводу.

Завдання № 2.28

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1	20	1000	150	375	1	20	21	63	15	30
2	19	950	160	400	1	21	23	69	20	40
3	18	930	170	425	1	22	25	75	25	50
4	17	910	180	450	1	23	27	81	30	60
5	18	890	190	475	1	24	29	87	35	70

Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{п}} = 0,96$; $\eta_{\text{з}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{з}} = 0,99$

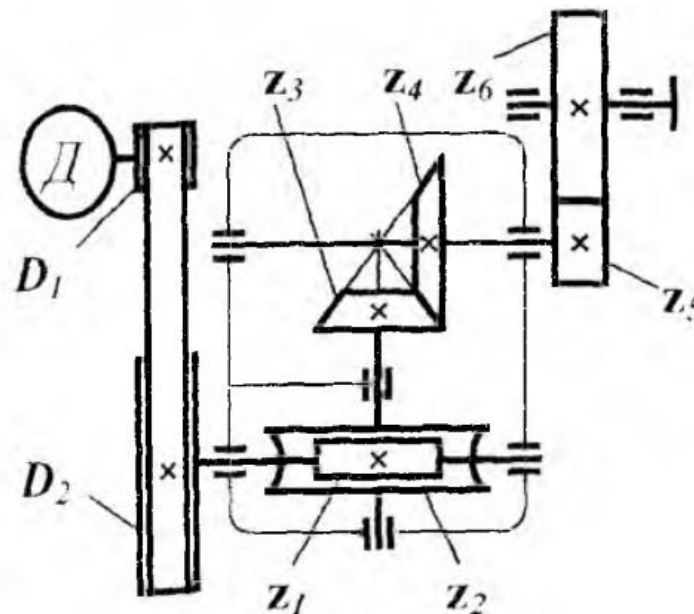
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{ш}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{з1}}$, $u_{\text{з2}}$, $u_{\text{з3}}$, $u_{\text{з4}}$, $u_{\text{з5}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{ш}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{ш}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{ш}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{д}}$) і вихідного вала ($T_{\text{ш}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 91</i>

Завдання № 2.29

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6
1	21	1500	18	72	25	40	21	63
2	22	1400	20	80	30	48	23	69
3	23	1300	22	88	35	56	25	75
4	24	1200	24	96	40	64	27	81
5	25	1100	26	104	45	72	29	87

Примітка: $\eta_{\text{к.к.д.}} = 0,95$; $\eta_{\text{ш}} = 0,98$; $\eta_{\text{п}} = 0,96$; $\eta_{\text{л}} = 0,85$;
 $\eta_{\text{ш}} = 0,94$; $\eta_{\text{л}} = 0,99$

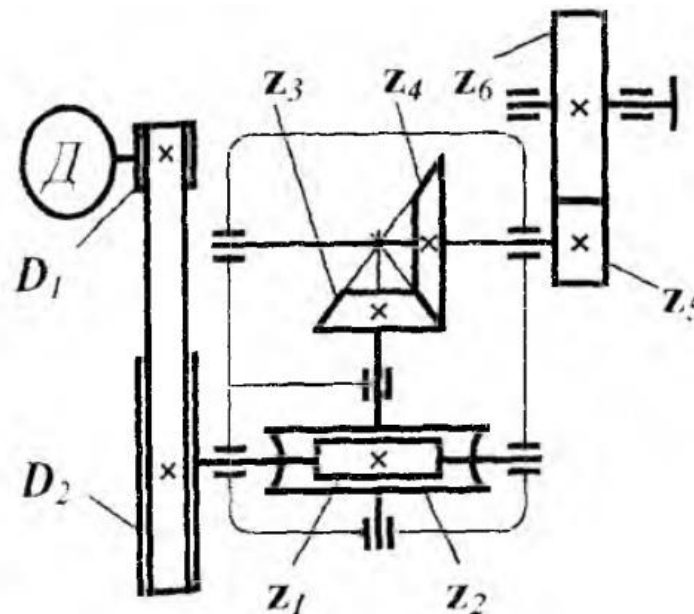
3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{\text{л}}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{\text{ш}}$, $u_{\text{п}}$, $u_{\text{л}}$, $u_{\text{ш}}$, $u_{\text{л}}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{\text{л}}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{\text{л}}$);
- потужність на вихідному валу привода ($P_{\text{л}}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{\text{ш}}$) і вихідного вала ($T_{\text{л}}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 93</i>

Завдання № 2.30

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку

	Потужність двигуна $P_{вх}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{вх}$, об/хв	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4	Z_5	Z_6	Z_7	Z_8
1	20,0	1500	12	24	15	39	20	30	20	60
2	20,5	1600	14	28	20	52	24	36	25	75
3	21,0	1700	16	32	25	65	28	42	30	90
4	21,5	1800	18	36	30	78	32	48	28	84
5	22,0	1900	20	40	35	91	36	54	22	66

Примітка: К.К.Д. – $\eta_{..} = 0,95$; $\eta_{..} = 0,98$; $\eta_{..} = 0,96$; $\eta_{..} = 0,85$;
 $\eta_{..} = 0,94$; $\eta_{..} = 0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне число приводу ($u_{..}$), попередньо визначивши передаточні числа передач ($u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$, $u_{..}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{..}$);
- частоту обертання вихідного вала приводу ($n_{..}$);
- потужність на вихідному валу приводу ($P_{..}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{..}$) і вихідного вала ($T_{..}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 95</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 96

Кінематичні схеми одноступінчастих редукторів

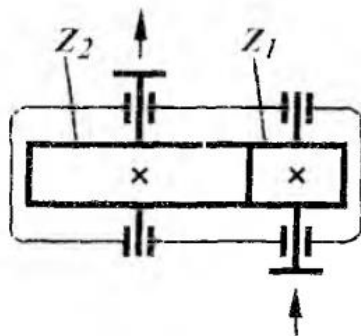


Рис. а. Циліндричний горизонтальний

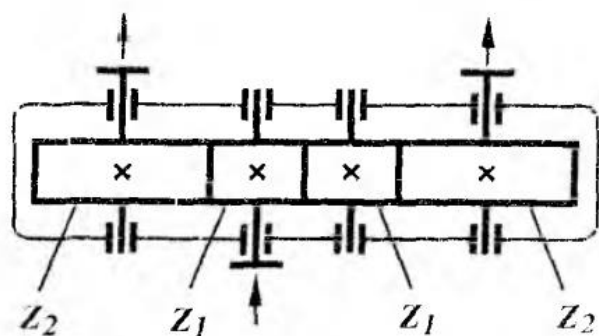


Рис. б. Циліндричний з одним швидкохідним валом і двома тихохідними та проміжною шестірнею

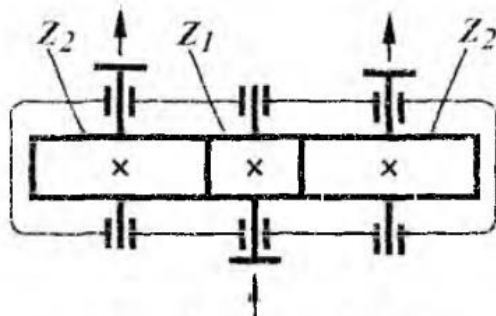


Рис. в. Циліндричний з одним швидкохідним валом і двома тихохідними

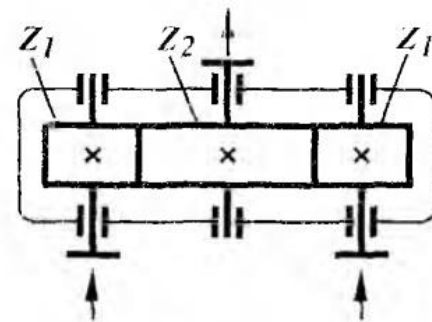


Рис. г. Циліндричний з двома швидкохідними валами і одним тихохідним

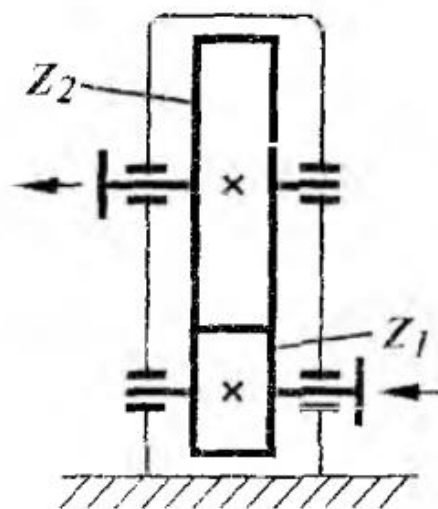


Рис. д. Циліндричний вертикальний з тісним розташуванням шестірни

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 99 / 97</i>

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 98

Додаток 1 (продовження)

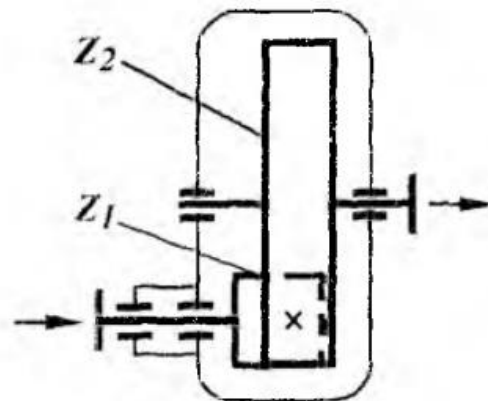


Рис. е. Циліндричний з внутрішнім зачепленням

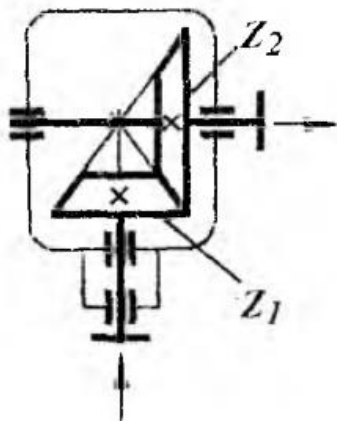


Рис. є. Конічний з горизонтально розташованими валами

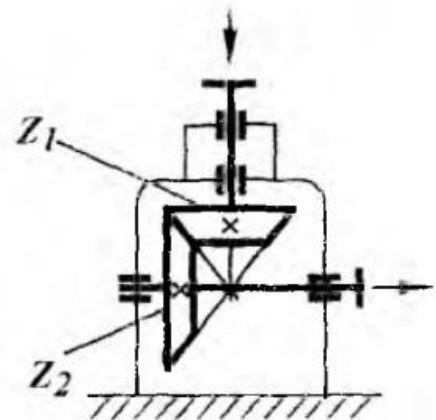


Рис. ж. Конічний з вертикальним швидкохідним валом

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06- 05.02/3/274.00.1/Б /ОК.18-2023
	Екземпляр № 1	Арк 99 / 99

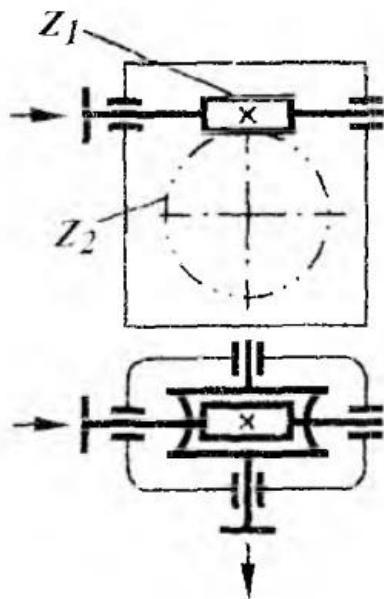


Рис. 3. Черв'ячний з верхнім розташуванням циліндричного черв'яка

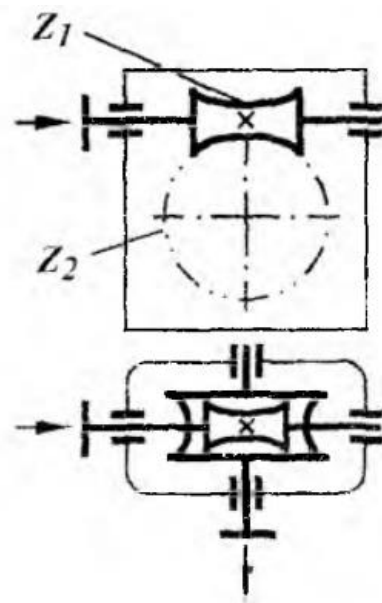


Рис. і. Черв'ячний з верхнім розташуванням глобoidного черв'яка

Додаток 2

Кінематичні схеми двоступінчастих редукторів