

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт

«Аналіз кінематичних схем та вибір двигуна до приводу»

з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання»

для студентів усіх спеціальностей

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол №1 від 19.02.2021 р.

Харків
НТУ «ХПІ»
2021

Методичні вказівки до виконання практичних робіт «Аналіз кінематичних схем, та вибір двигуна до приводу» з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання» для студентів усіх спеціальностей / уклад. Г. Г. Кулик, Д. Ю. Бородін, В. В. Семенова-Куліш – Харків : НТУ «ХП», 2021. - 27 с.

Укладачі: Г. Г. Кулик
Д. Ю. Бородін
В. В. Семенова-Куліш

Рецензент В. В. Клітний

Кафедра Деталі машин та гідропневмосистеми

ВСТУП

При виконанні розрахунково-графічних завдань або курсового проекту на базі рішення конкретної індивідуальної інженерної задачі – проектування приводу машини – закріплюються знання, отримані при вивченні теоретичного курсу «Деталі машин».

В процесі проектування студент виконує рольову функцію проектувальника, конструктора і частково технолога машинобудівного заводу. Він вчиться самостійно обґрунтовувати та приймати рішення при виконанні проектно-конструкторських задач:

- складати розрахункові схеми і виконувати розрахунки на міцність типових деталей машин;
- використовувати довідники, стандарти і нормалі;
- вирішувати деякі питання економіки, технології виготовлення деталей та монтажу вузлів;
- знайомитися з питаннями регулювання вузлів і особливостями їхньої експлуатації;
- виконувати проектування приводу у відповідності з вимогами Єдиної системи конструкторської документації.

Метою написання цих методичних вказівок було полегшити студентам роботу над виконанням практичних робіт з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання».

В процесі виконання розрахунково-графічних завдань та курсового проектування перед студентом виникає необхідність виконувати робочі креслення деталей які входять до складу проектуемого механізму. Цю задачу можливо вирішувати за допомогою ПЕВМ (електронного кульмана) або вручну.

Сучасний арсенал графічних пакетів доступний студентам щодо навчання з офіційною реєстрацією через студентський квиток ВНЗ, в якому вивчають «AutoCAD», «Solid Works», «Компас 3D» та інші. Сучасний фахівець в будь якій галузі, вододіючий іноземними мовами має певні переваги над іншими. Так, в сучасній інженерії перевага буде за фахівцями, вододіючими не тільки мовами, а й графічними пакетами САПР.

Методичні вказівки написані як алгоритм дії при побудові креслення зубчастого колеса в системах автоматизованого проектування. При першому ознайомленні пропонується побудувати креслення зубчастого колеса з параметрами, які наводяться як приклад.

РОЗРОБКА Й АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ

Розробка кінематичних схем, їхній аналіз і вибір двигуна є дуже важливим етапом проектування будь-якої машини. На цьому етапі проектування закладаються майбутні розміри привода, його працездатність і техніко-економічні параметри.

Аналіз кінематичних схем дозволяє на етапі проектування правильно вибрати схему побудови привода з погляду розташування основних елементів, габаритних розмірів, собівартості проектування й виготовлення, довговічності експлуатації і втрат у механізмі. У тому випадку, коли кінематична схема привода визначена або задана, то її аналіз дозволяє раціонально підібрати двигун і призначити передаточні відношення для кожного щабля привода.

Привод це частина машини, що передає й одночасно перетворює енергію від джерела до її споживача, робочого органу. В основному привод поступово зменшує оберти і підвищує обертовий момент, чим збільшує тягову здатність механізму або машини в цілому. Це відбувається завдяки різниці діаметрів коліс, приймаючих участь у передачі руху. Це співвідношення називають передаточним відношенням. Також привод може виконувати ряд інших функцій:

- підвищувати оберти робочого органу, знижуючи обертовий момент;
- змінювати траєкторію, характер і напрямки руху;
- підсумовувати рухи і обертові моменти від декількох двигунів;
- охороняти від руйнування деталі і вузли при перевантаженнях.

Машина – це механічний пристрій, призначений для перетворення енергії, матеріалу, інформації з метою підвищення продуктивності праці.

У загальному виді структуру простої машини можливо представити у вигляді таких складових частин (рис. 1): *Д* – джерело енергії, *МП* – механізм перетворення енергії, *РО* – робочий орган.



Рис. 1. Структурна схема машини

Цій схемі відповідають, наприклад: автомобіль, верстат, комп'ютер, генератор, конвеєр і інші машини.

Привод складається: *Д* – джерела енергії; *МП* – механізму її перетворення.

Для більш детального аналізу машини, у тому числі і привода, їх зображують у вигляді кінематичних схем. На них зображується джерело енергії, вали з зубчатыми колесами, шківками, зірочками та іншими деталями з яких складаються передачі за допомогою яких відбувається зв'язок між

валами, їхні опори та напрямок передачі руху. Кінематична схема черв'ячно-циліндричного привода конвеєру, наприклад, зображується наступним чином рис. 2.

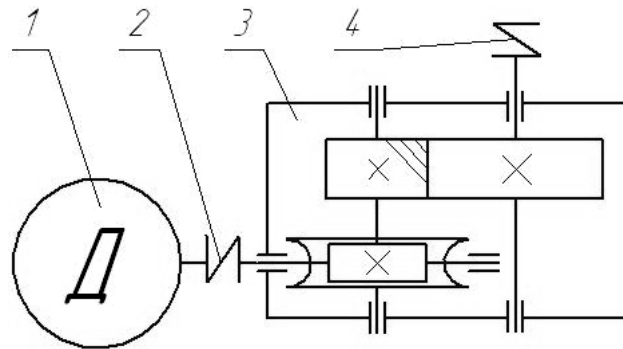


Рис. 2. Кінематична схема черв'ячно-циліндричного привода

- Тут 1 – електродвигун (*джерело руху*);
 2 – швидкохідна муфта;
 3 – двоступінчастий черв'ячно-циліндричний редуктор (*механізм перетворення*);
 4 – тихохідна муфта.

Ця кінематична схема несе в собі повну інформацію про передачі і вузли, з яких складається привод. Також з неї видно, в якій послідовності розташовані передачі та як змінюється напрямок і характер руху від двигуна до робочого органу. Для того, щоб вірно читати кінематичні схеми, потрібно знати елементи, з яких вони будуються. Основні елементи кінематичних схем наведені в таблиці 1.

Навіщо потрібний механізм перетворення?

Сучасне різноманіття двигунів і систем їхнього керування може дозволити виключити один елемент зі структурної схеми машини, **МП** – механізм перетворення енергії. При цьому вона буде виглядати, як показано на рис. 3.

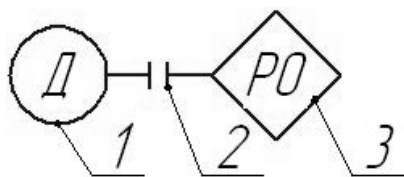
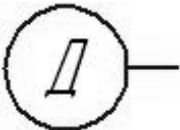


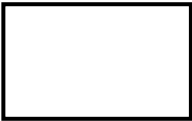

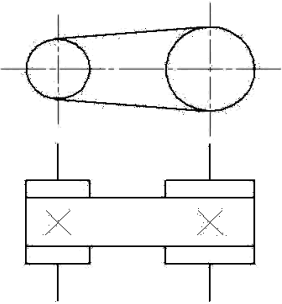
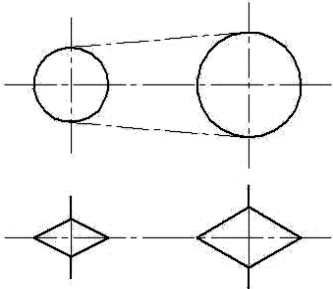
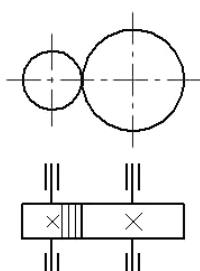
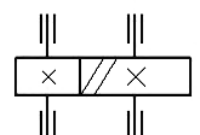
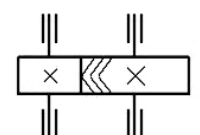
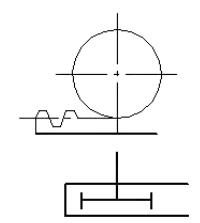
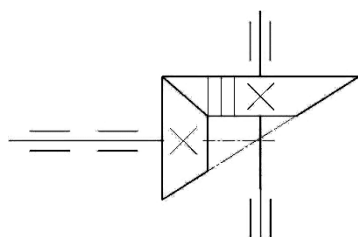
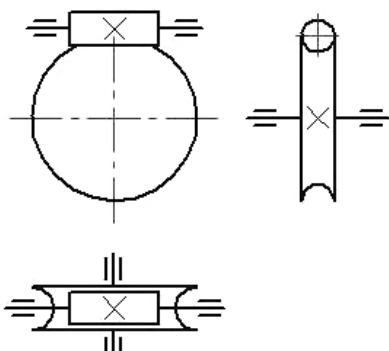


Рис. 3. Спрощена структурна схема привода

- Тут 1 – електродвигун (*джерело руху*);
 2 – муфта;
 3 – робочий орган.

Таблиця 1. Основні елементи кінематичних схем

Код відкритої	Зображення на кінематичних схемах	Назва	ККД відкритої передачі	Передаточне відношення відкритої передачі	Відносна вартість
Код закритої			ККД закритої передачі	Передаточне відношення закритої передачі	
1	2	3	4	5	6
Елементи загального призначення					
–		Двигун (джерело руху)	–	–	–
–		Вали, осі	–	–	–
–		Підшипник катання і ковзання	0,99...0,995 одна пара	–	0,2
–		Корпус (редуктор)	–	–	–
–		Муфти	0,98...0,995	1	0,3
Передачі із гнучким зв'язком					
10		Пасова передача	0,94...0,97 відкритої	2...4	0,3
–					
20		Ланцюгова передача <i>тихохідна</i>	0,91...0,93 відкритої	2...6	0,4
25			0,95...0,97 закритої	2...6	

Передачі що передають рух між паралельними валами зубчасті циліндричні					
1	2	3	4	5	6
60		Зубчаста циліндрична прямозуба передача	0,92...0,94 відкритої	4...6	1
30			0,96...0,98 закритої	3...6	
62		Зубчаста циліндрична косозуба передача	0,92...0,94 відкритої	4...6	1
32			0,96...0,98 закритої	3...6	
64		Зубчаста циліндрична шевронна передача	0,92...0,94 відкритої	4...6	1,3
34			0,95...0,97 закритої	3...6	
		Рейкова передача	0,92...0,94		1,2
Передачі що передають рух між пересіченими валами зубчасті конічні					
70		Конічна зубчаста передача	0,91...0,93 відкритої	3...5	2
40			0,95...0,97 закритої	3...6	
Передачі що передають рух між перехресними валами черв'ячні					
51		Черв'ячна передача тихохідна	$z_1=1$ 0,7...0,75	28...80	1,6
50			$z_1=2$ 0,75...0,85	14...40	

*Відносна вартість вказана щодо вартості виготовлення циліндричної прямозубої передачі, яка прийнята за одиницю.

За такою схемою машина стає більш простішою і одночасно надійнішою. Але така спрощена структурна схема придатна тільки для особливих умов, наприклад, коли потрібно зменшити габарити привода чи передаточне відношення дорівнює одиниці. В інших випадках доцільно використати механізм перетворення.

Справа в тому, що створення машини по спрощеній структурній схемі має потребу в спеціальному двигуні, що буде підходити по потужності, крутному моменту, а також оборотам. Собівартість виготовлення такого двигуна значно більша, ніж двигунів масового виробництва, а ремонтпридатність значно нижча.

Механізм перетворення дозволяє використати в машині будь-який двигун, що підходить по потужності і масово виготовляються промисловістю. При цьому він забезпечує потрібні оберти й обертовий момент на робочому органі. Це значно зменшує собівартість машини і підвищує її ремонтпридатність. Надійність у цьому випадку забезпечують відповідними розрахунками всіх вузлів і механізмів, з яких вона складається.

На розміри привода великий вплив здійснюють габарити двигуна та передач, які застосовуються в ньому. Трифазні асинхронні двигуни єдиної серії 4А з коротко замкнутим ротором випускаються зі стандартними частотами обертання [1; 4]. Ці частоти обертання об'єднані в групи: 3000 хв^{-1} , 1500 хв^{-1} , 1000 хв^{-1} , 750 хв^{-1} залежно від кількості обмоток статора двигуна. У кожній частотній групі однаковий набір стандартних потужностей. Важливо пам'ятати, що чим більші оберти двигуна, тим менші його габаритні розміри при однаковій потужності, рис.4.

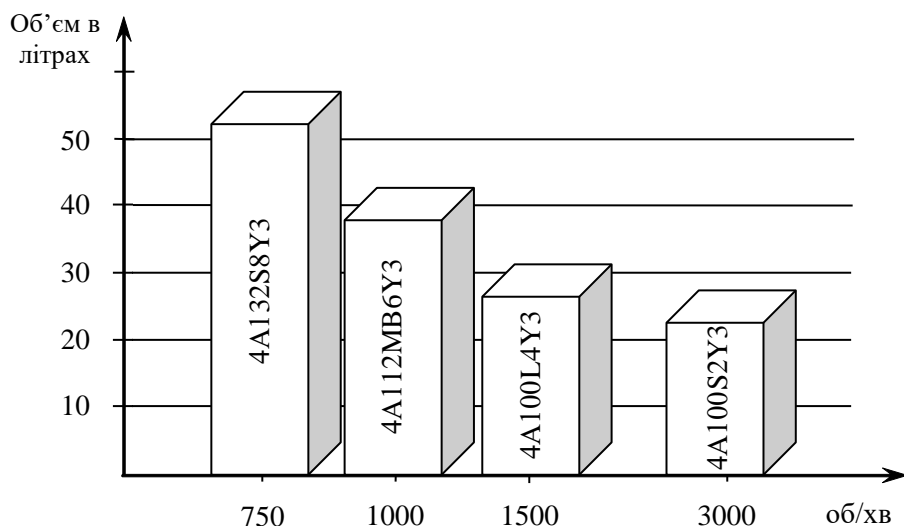


Рис. 4. Об'єми асинхронних двигунів однакової потужності залежно від обертів

Що стосується габаритних розмірів передач то тут навпаки, чим менші оберти двигуна, тим менші передаточні відношення потрібно використати, а це зменшує розміри передач.

Також розмір передачі залежать від крутного моменту, який вона передає. Чим він більше, тим більші сили діють у передачі. Це у свою чергу вимагає збільшувати площу опорної поверхні, тобто габаритних розмірів передачі. Обертовий момент T є залежним від потужності й обертів, Н·м

$$T = 9550 \frac{P}{n}, \quad (1)$$

де 9550 – переказний коефіцієнт, P – потужність, що передається у кВт, n – оберти вала у хв.⁻¹.

На рис. 5а показані графіки залежностей обертових моментів, що розвивають двигуни з рис. 4 в залежності від їх обертів.

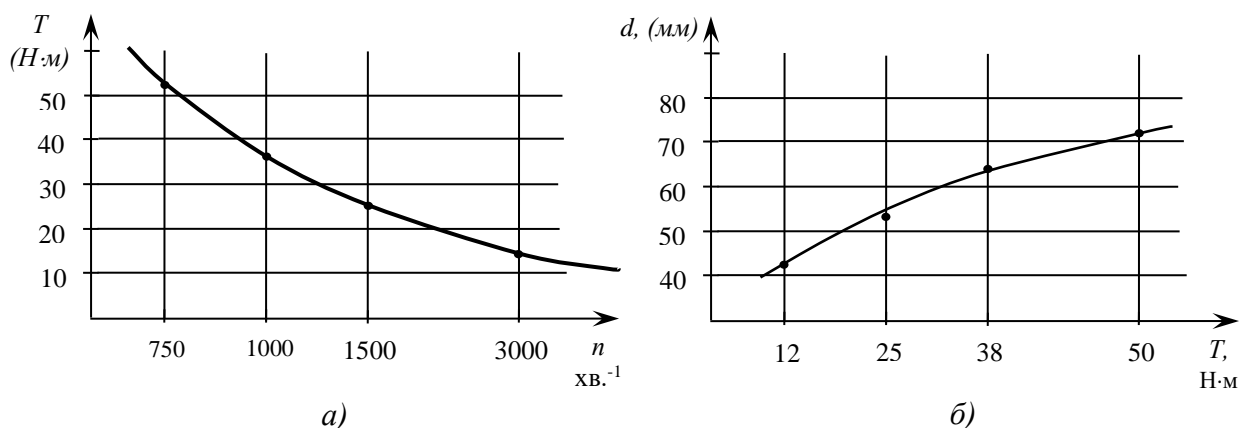


Рис. 5. Графік а) залежностей кутових моментів двигунів з однаковою потужністю

б) залежностей діаметрів шестірні зубчатої передачі від крутного моменту

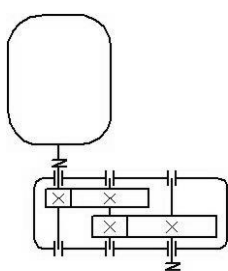
Аналіз графіків на рис. 5 показує, що розміри редукторів не будуть значно змінюватися в залежно від обертів двигуна. Це пов'язано з тим, що обертовий момент пропорційно залежить від обертів, а діаметри зубчастих коліс також залежать від нього. Також на діаметри зубчастих коліс впливають передаточні числа, які будуть тим більші, чим більша різниця між обертами на вхідному та на вихідному валах. Це мінімізує різницю в діаметрах зубчастих коліс. На рис. 6 показані чотири кінематичні схеми електромеханічних приводів, які це наочно підтверджують. Ці схеми, побудовані зі збереженням пропорційних розмірів двигунів і передач залежно від передатних відношень. Всі вони на вихідному валу забезпечують однакові параметри.

Більш значний вплив на розміри передач мають наступні фактори: матеріали, з яких вони виготовляються, термічна обробка й технологія виготовлення. За допомогою цих факторів можна зменшувати розміри зубчастих передач у троє, однак собівартість виготовлення при цьому також зростає в рази.

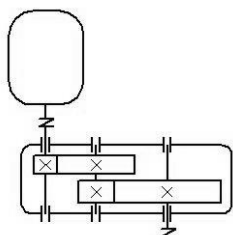
Розробка кінематичних схем і вибір механічних передач у приводі машини є однією з типових інженерних задач, що вирішується при проектуванні машини шляхом техніко-економічного порівняння різних варіантів її компонувань.

Можливість використання в приводі машини тієї або іншої передачі залежить від ряду факторів: типу машини, її призначення, особливостей окремих передач, потужності що передається, швидкості обертання валів, їхнього взаємного розташування, ресурсу роботи, умов технічного обслуговування і так далі.

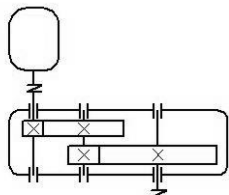
Всі розроблені варіанти компоновання машини порівнюють по ККД, масі, габаритах, вартості проектування, виготовлення й експлуатації, а також при необхідності по інших параметрах. Завдяки цьому порівнянню вибирають найбільш оптимальний з розроблених варіантів, який відповідає найбільшій кількості вимог щодо машини або привода.



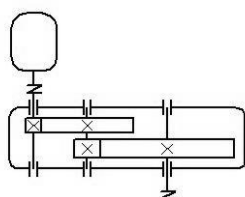
Потужність двигуна 4 кВт
 оберти двигуна $n_{\text{дв}} = 750 \text{ об/хв}$
 передаточне відношення редуктору $u = u_1 \cdot u_2 = 3 \cdot 2,5 = 7,5$
 оберти вихідного валу редуктора $n_{\text{вх}} = 100 \text{ об/хв}$



Потужність двигуна 4 кВт
 оберти двигуна $n_{\text{дв}} = 1000 \text{ об/хв}$
 передаточне відношення редуктору $u = u_1 \cdot u_2 = 3,33 \cdot 3 = 10$
 оберти вихідного валу редуктора $n_{\text{вх}} = 100 \text{ об/хв}$



Потужність двигуна 4 кВт
 оберти двигуна $n_{\text{дв}} = 1500 \text{ об/хв}$
 передаточне відношення редуктору $u = u_1 \cdot u_2 = 4 \cdot 3,75 = 15$
 оберти вихідного валу редуктора $n_{\text{вх}} = 100 \text{ об/хв}$



Потужність двигуна 4 кВт
 оберти двигуна $n_{\text{дв}} = 3000 \text{ об/хв}$
 передаточне відношення редуктору $u = u_1 \cdot u_2 = 6 \cdot 5 = 30$
 оберти вихідного валу редуктора $n_{\text{вх}} = 100 \text{ об/хв}$

Рис. 6. Кінематичні схеми електромеханічних приводів побудованих з витримкою пропорційних розмірів

Для придбання практичних навиків у розробці кінематичних схем електромеханічних приводів та їхнього аналізу виконайте наступні завдання, орієнтуючись на приклади.

ПРАКТИЧНІ ЗАВДАННЯ

Завдання 1

Розробіть ще кілька варіантів привода стрічкового конвеєра, дев'ять з яких показані в прикладі рис. 7, використовуючи асинхронний двигун загального призначення і передачі, які наведені у табл. 1.

Приклад

Кінематичні схеми привода стрічкового конвеєра

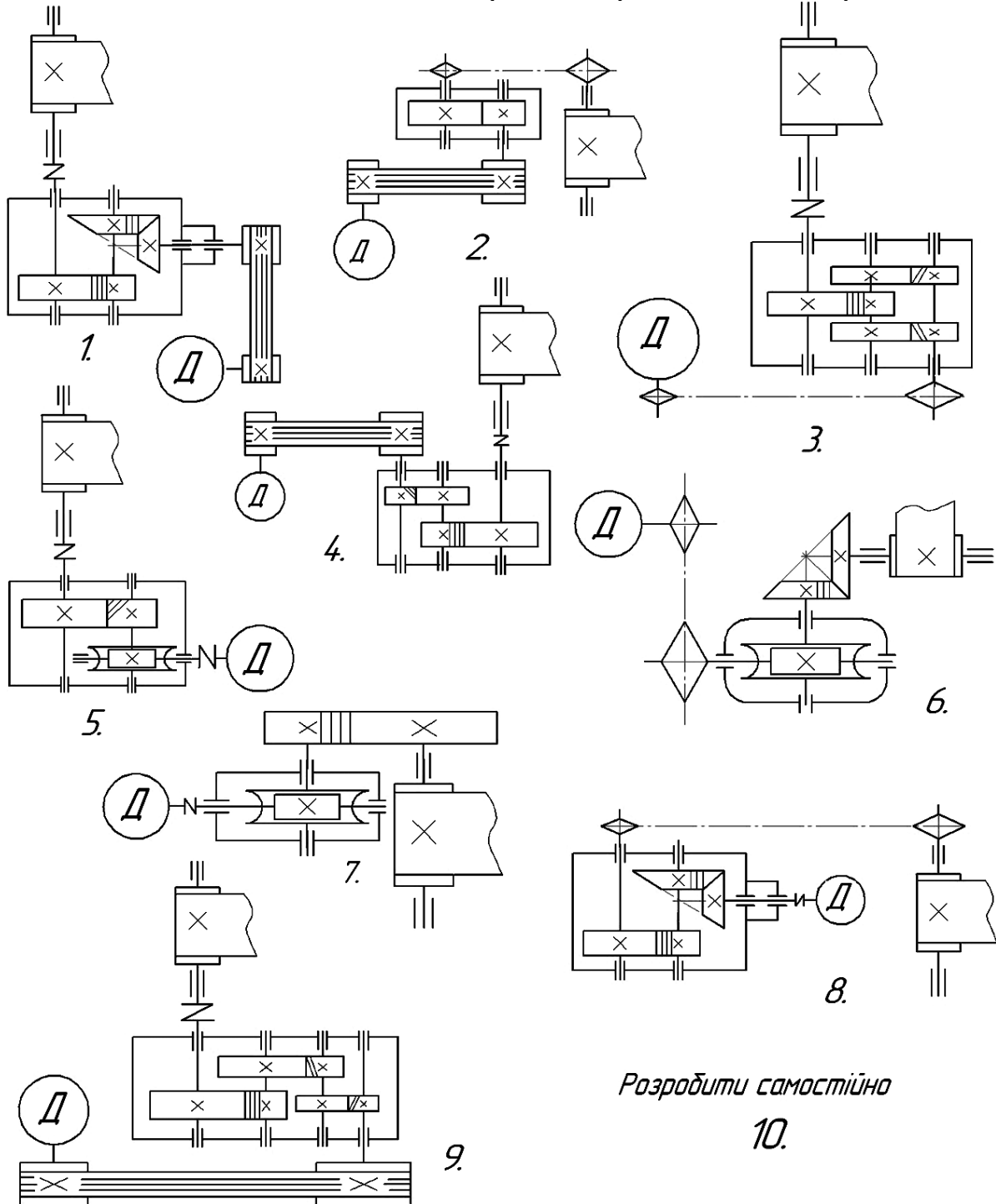


Рис. 7. Приклади кінематичних схем привода стрічкового конвеєра

Завдання 2

Опишіть кожну кінематичну схему привода стрічкового конвеєру наведених на рис. 7 та розроблених самостійно. Визначите, яка із них володіє найбільшим загальним ККД і найменшою відносною собівартістю.

Приклад

Розглянемо кінематичну схему рис. 8, це схема **1.** з рис. 7.

Опис. Кінематична схема складається з: 1 – електродвигуна, 2 – пасової передачі, 3 – закритого двоступінчастого конічно-циліндричного редуктору, 4 – тихохідної муфти і 5 – барабана стрічкового конвеєра.

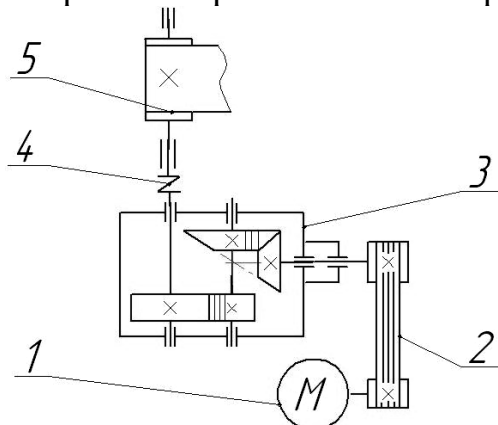


Рис. 8. Кінематична схема стрічкового конвеєру

Коефіцієнт корисної дії – ККД позначається буквою η – ета.

Загальний ККД привода враховує всі втрати в механізмі. Він визначається як відношення потужності на виході із привода до потужності на вході

$$\eta_{\text{заг}} = \frac{P_{\text{вих}}}{P_{\text{вх}}} . \quad (2)$$

Так само загальний ККД привода, можливо знайти як добуток всіх ККД механізмів з яких він складається та приймають участь у передачі руху. В нашому випадку це буде добуток ККД пасової передачі, на ККД закритої зубчастій конічній передачі, на ККД закритої зубчастій циліндричній передачі, на ККД муфти і на ККД чотирьох пар підшипників

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{зкп}} \cdot \eta_{\text{зцп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4 .$$

Вибираємо з таблиці 1 відповідні середні значення ККД і підставляємо їх до вираження:

$$\eta_{\text{заг}} = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,993^4 = 0,87$$

Відносна вартість приводу визначається як сума відносних вартостей вузлів цього привода: пасової передачі, закритої зубчастій конічній передачі, закритої зубчастій циліндричній передачі, муфти і чотирьох пар підшипників

$$B_{\text{в}} = v_{\text{пп}} + v_{\text{зкп}} + v_{\text{зцп}} + v_{\text{м}} + v_{\text{пк}}^4 .$$

Користуючись таблицею 1, визначаємо вартість елементів записаних у попередньому рівнянні:

$$B_{\text{в}} = v_{\text{пп}} + v_{\text{зкп}} + v_{\text{зцп}} + v_{\text{м}} + v_{\text{пк}}^4 = 0,3 + 2 + 1 + 0,3 + 0,2 \cdot 4 = 4,4$$

Завдання 3

Визначить потужність на вихідному валу привода для кожної з кінематичних схем наведених на рис. 7 та самостійно розроблених, якщо, всі вони приводяться в дію асинхронним двигуном загального призначення 4A100L4B3 потужністю 7,5 кВт.

Приклад

Потужність на вихідному валу привода завжди буде меншою, чим на вхідному. Це пов'язане з тим, що її частина буде витрачатися на подолання тертя в механізмах, що беруть участь у передачі руху. Щоб визначити потужність на вихідному валу, потрібно потужність на вході помножити на загальні ККД привода.

Так потужність вихідного вала на схемі 1 рис. 7 визначається наступним чином:

$$P_{\text{вих}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{заг}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{зкп}} \cdot \eta_{\text{зщп}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4 = 7,5 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \cdot 0,993^4 = 7,5 \cdot 0,87 = 6,53, \text{ кВт}$$

Завдання 4

Визначите передаточні відношення кожної ступені привода з наведених на рис. 7 і самостійно розроблених кінематичних схем, якщо, всі вони приводяться до руху асинхронним двигуном загального призначення 4A100L4B3, потужність якого дорівнює 7,5 кВт, а оберти 1455 хв⁻¹. Оберти вихідний валу привода 15 хв⁻¹.

Приклад

Перед тим як виконувати завдання потрібно добре розуміти, що таке передаточне відношення та який фізичний зміст у цьому понятті.

Передаточне відношення – це число яке вказує в скільки разів змінюється рух у механізмі між ведучим і веденим елементом, а саме в скільки разів змінюються оберти й обертовий момент. Швидкість, а отже і оберти змінюється за рахунок різниці в довжині окружностей коліс приймаючих участь у передачі руху, дивись рис. 9.

Довжини окружностей $L_1 = \pi \cdot d_1 < L_2 = \pi \cdot d_2$, мм.

Швидкість коліс $v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{1000} > v_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{1000}$, хв⁻¹, відповідно оберти

$$n_1 = \frac{60000 \cdot v_1}{\pi \cdot d_1} > n_2 = \frac{60000 \cdot v_2}{\pi \cdot d_2} \text{ хв}^{-1}, \text{ і кутова швидкість}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} > \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30}, \text{ рад/с.}$$

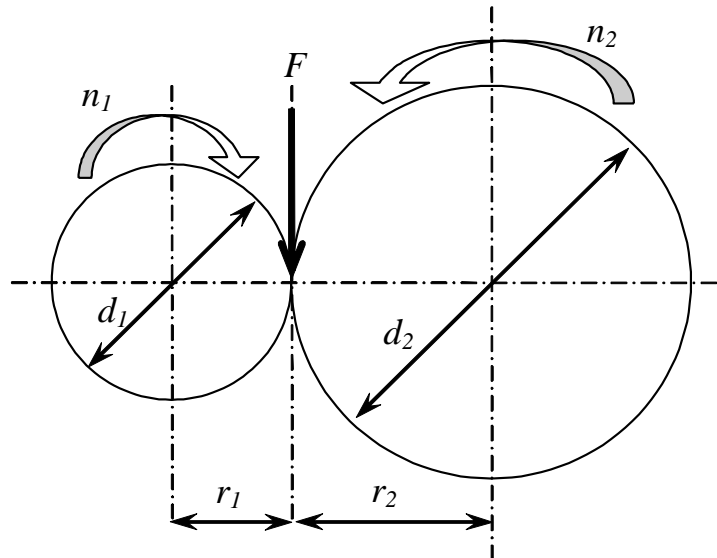


Рис. 9. Кінематика передачі

Обертний момент змінюється за рахунок зміни довжини плеча на яке діє сила F .

$$T_1 = F \cdot r_1 < T_2 = F \cdot r_2, \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Передаточне відношення може бути загальним і окремим.

Окреме передаточне відношення ставиться до окремої передачі й указує на перетворення руху саме в цій передачі (ступень)

$$u_i = \frac{n_1}{n_2}, \text{ або } u_i = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (3, 4)$$

Тут n_1 – оберти ведучого колеса (шестерні, шківів, зірочки), n_2 – оберти веденого колеса (шківів, зірочки), $\omega_{вх}$ – кутова швидкість ведучого колеса (шківів, зірочки), $\omega_{вих}$ – кутова швидкість веденого колеса (шківів, зірочки).

Загальне передаточне відношення вказує, у скільки разів зміняться параметри руху між вхідним і вихідним валом багатоступінчастого привода

$$u_{заг} = \frac{n_{вх}}{n_{вих}}, \text{ або } u_{заг} = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вих}}, \quad (5, 6)$$

де $n_{вх}$ – оберти вхідного вала привода; $n_{вих}$ – оберти вихідного вала привода, $\omega_{вх}$ – кутова швидкість вхідного вала привода; $\omega_{вих}$ – кутова швидкість вихідного вала привода.

Привод називають багатоступінчастим, якщо він складається з декількох передач. Ступеню в свою чергу називають передачею, тобто місце де здійснюється перетворення руху. Скільки таких місць (передач), стільки і ступеней у приводі.

Загальне передаточне відношення також можливо визначити як добуток окремих передатних відношень (ступеней) входячи у привод

$$u_{заг} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n. \quad (7)$$

Розглянемо 1^{шу} кінематичну схему з рис. 7.

Це електромеханічний привод, що складається із двигуна, пасової передачі і двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора. Загальне передаточне відношення визначаємо по (5)

$$u_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{1455}{15} = 97.$$

Потрібно розподілити загальне передаточне відношення між ступенями.

Для цього запишемо формулу для розрахунку загального передаточного числа по (7) у послідовності від двигуна до вихідної ланки. Цю послідовність важливо не міняти в подальших розрахунках, щоб не переплутати привласнені значення!

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{зкз}} \cdot u_{\text{зцз}},$$

де $u_{\text{пас}}$ – передаточне відношення пасової передачі, $u_{\text{зкз}}$ – передаточне відношення закритої зубчастої конічної передачі, $u_{\text{зцз}}$ – передаточне відношення закритої зубчастої циліндричної передачі. Окреме передаточне відношення може бути будь-яке число, що лежить у межах чисел запропонованих для цієї передачі. При призначенні числових значень передатним відношенням потрібно дотримуватися наступних рекомендацій:

- На передачі із гнучким зв'язком потрібно призначати як можна менші значення передаточних чисел, тому що ці передачі в 3-4 разів більші в порівнянні із зубчастими передачами, аналогічними по потужності.
- Варто дотримуватися принципу рівномірного поглиблення в масло всіх ведених (більших) зубчастих коліс багаступінчастих редукторів, дивись рис. 11.

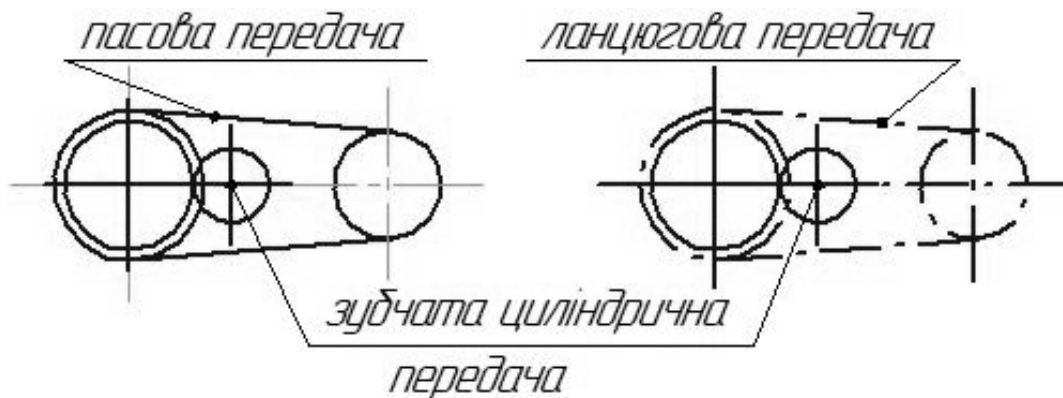


Рис. 10. Співвідношення передач

- Також варто пам'ятати, що обертовий момент зростає з кожною ступінню, а він безпосередньо впливає на зростання габаритних розмірів передач. Отже, на останні закриті передачі треба призначати трохи менші значення передаточних чисел, чим на попередні ступені. Це необхідно для запобігання різкого росту габаритів передач і привода.

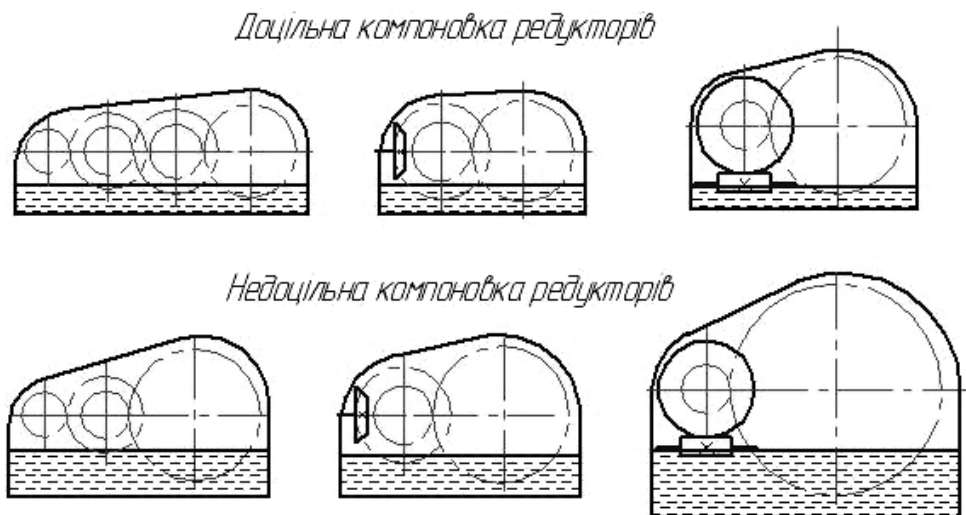


Рис. 11. Приклади компонувань редукторів

- Якщо в приводі зустрічається черв'ячна передача, то на неї варто призначати більші передаточне відношення, а на наступні передачі варто призначати не максимальні значення ($u = 3,5 \dots 5$). Черв'ячна передача компактна.
- На останню, відкриту, передачу багатоступінчастого привода варто призначати максимальні передатне відношення ($i = 4,3 \dots 6$), щоб забезпечити гарантований зазор між редуктором і валом веденого колеса відкритої передачі.

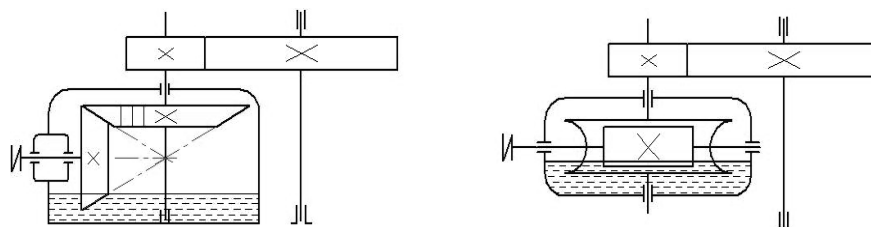


Рис. 12. Приклади компонувань приводів з відкритою передачею

Щоб одержати $u_{\text{заг}} = 97$ потрібно підібрати три будь-яких числа з запропонованих діапазонів передаточних чисел, табл. 1, для цих передач.

1. На пасову передачу призначимо, відповідно до рекомендацій, $u_{\text{пас}} = 2$. Перевіряємо, що залишилося на редуктор (дві передачі, що залишилися $u_p = \frac{97}{2} = 48,5$). Це дуже велике передаточне число для двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора $u_{p,\text{max}}$. Потрібно збільшувати передаточне число на пасову передачу, призначимо $u_{\text{пас}} = 3,5$ тоді $u_p = \frac{97}{3,5} = 27,7 \leq u_{p,\text{max}}$.
2. На зубчасту конічну закриту передачу призначимо $u_{\text{зкз}} = 5,5$.
3. Знаходимо останнє передаточне відношення для зубчастої циліндричної передачі. Для цього розділимо загальне передаточне відношення привода на добуток передатних чисел пасової і зубчастої закритої конічної передачі

$$u_{ззц} = \frac{u_{заг}}{u_p \cdot u_{зкз}} = \frac{97}{3,5 \cdot 5,5} = 5,04.$$

Це менше ніж максимальне рекомендоване передаточне число для цієї передачі, а також воно небагато менше ніж передаточне відношення попередньої ступені. Остаточно приймаємо наступні передаточні числа:

для пасової передачі $u_{пас} = 3,5$,

для зубчастої закритої конічної передачі $u_{зкз} = 5,5$,

і зубчастої закритої циліндричної передачі $u_{ззц} = 5,04$.

$$u_{заг} = u_{пас} \cdot u_{зкз} \cdot u_{ззц} = 3,5 \cdot 5,5 \cdot 5,04 = 97,02$$

Завдання 5

Наповніть корпусу редукторів наведених на рис. 10, закритими зубчастими передачами, використовуючи табл. 1, і призначте передаточні відношення так, щоб одержати наступні параметри руху на вихідному валу при $n_{дв}=1500 \text{ хв}^{-1}$:

а) $n_{вих} = 75 \text{ хв}^{-1}$;

б) $n_{вих} = 12,5 \text{ хв}^{-1}$;

в) $n_{вих 1} = 75 \text{ хв}^{-1}$, $n_{вих 2} = 25 \text{ хв}^{-1}$;

г) $n_{вих 1} = 60 \text{ хв}^{-1}$, $n_{вих 2} = 75 \text{ хв}^{-1}$; $n_{вих 3} = 25 \text{ хв}^{-1}$

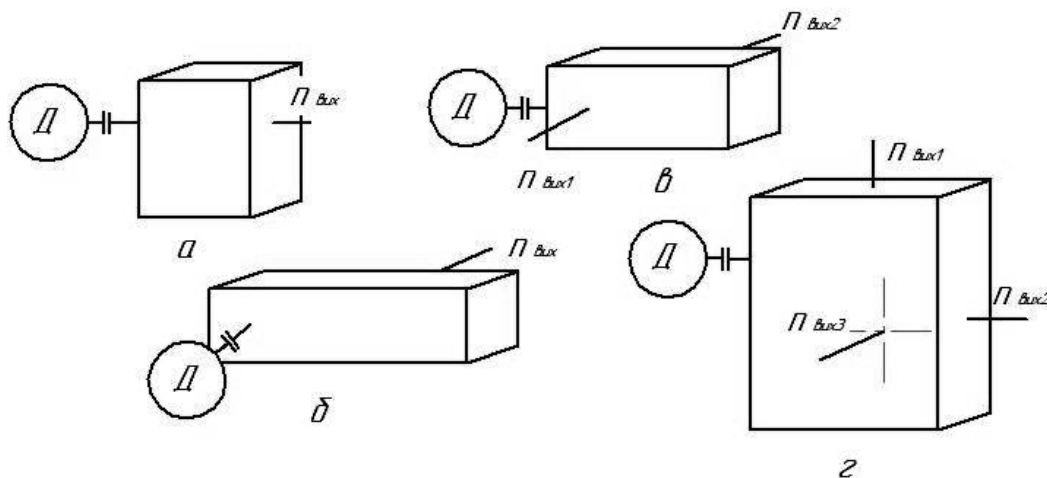


Рис. 13. Порожні корпуси електромеханічних приводів

ВИБІР ДВИГУНА ТА РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ

Це дуже важливий етап у проектуванні будь-якої машини і відповідальне інженерне завдання. Від її рішення залежать техніко-економічні і габаритні показники майбутньої машини. Для рішення цього завдання при виконанні курсових проектів, курсових робіт, домашніх завдань треба:

1. Визначити потужність і оберти, які повинен забезпечувати привід на вихідному валу

Потужність на вихідному валу привода визначається як добуток окружної сили F_t , кН) на швидкість V , м/с $P_{\text{вих}} = F_t \cdot V$, кВт
або як з (1)

$$P_{\text{вих}} = \frac{T_{\text{вих}} \cdot n_{\text{вих}}}{9550}$$

, кВт,

де $T_{\text{вих}}$ – обертовий момент на вихідному валу, а $n_{\text{вих}}$ – частота обертання вихідного валу.

Частоту обертання вихідного валу, в тому випадку, якщо вона невідома, знаходимо так

$$n_{\text{в}} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D}, \text{ хв.}^{-1},$$

де D - діаметр вихідної ланки в мм.

2. Знайти загальний ККД привода, проаналізувавши кінематичну схему привода

- Для цього будуємо кінематичну схему привода і нумеруємо вали. Дивися приклад на рис. 14.

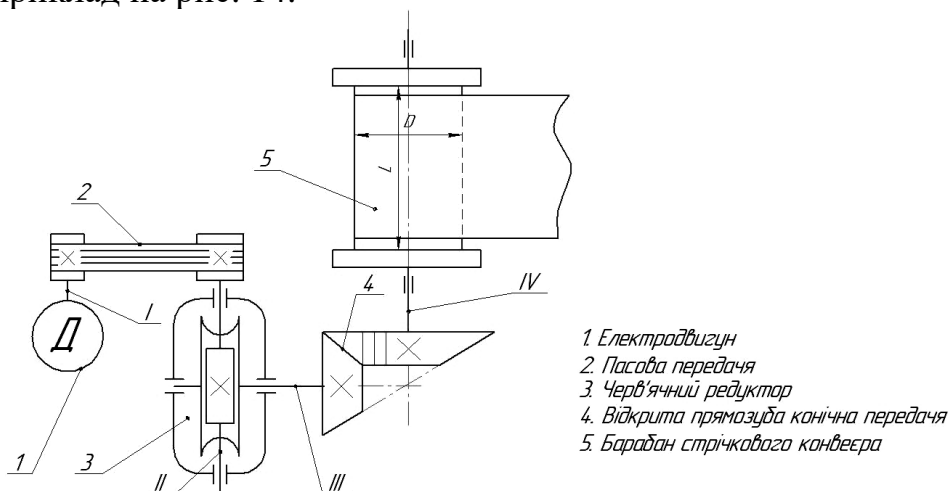


Рис. 14. Приклад зображення кінематичної схеми
електромеханічного привода стрічкового конвеєра

- Визначаємо загальний ККД привода як добуток всіх ККД механізмів, з яких складається привод (дивись приклад у завданні 2).

Загальний ККД привода, для кінематичної схеми на рис. 14, буде визначатися в такий спосіб:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пп}} \cdot \eta_{\text{чп}} \cdot \eta_{\text{зкв}} \cdot \eta_{\text{пк}}^3 = 0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,92 \cdot 0,993^3 = 0,68$$

Значення ККД елементів привода вибираємо з табл. 1, або з [1] стор. 15.

3. Знайти мінімально можливу потужність для двигуна

Для цього треба вихідну потужність привода розділити на загальний ККД приводу за формулою (2), кВт.

$$P_{\text{до}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{заг}}}, \text{ наприклад } P_{\text{до}} = \frac{3}{0,68} = 4,41 \text{ кВт.}$$

4. Проаналізувати можливості приводу за його кінематичній схемі

Для цього потрібно по (7) записати рівняння знаходження загального передатного відношення. Вибрати відповідні значення передаточних чисел, мінімальні і максимальні з таблиці 1. Підставити їх у рівняння і відповідно перемножити. При цьому вийде два значення загального передаточного відношення, мінімально і максимально можливі.

$$u_{\text{заг}} = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n = (\min_1 \dots \max_1) \cdot (\min_2 \dots \max_2) \cdot \dots \cdot (\min_n \dots \max_n) = (\min \dots \max)$$

Для кінематичної схеми на рис. 14 загальне передатного відношення визначається в такий спосіб

$$u_{\text{заг}} = u_{\text{пп}} \cdot u_{\text{чп}} \cdot u_{\text{зкв}} = (2 \dots 4) \times (14 \dots 40) \times (3 \dots 5) = (84 \dots 800).$$

5. Знайти діапазон частот обертання для двигуна

Для цього необхідно оберти вихідного вала помножити на діапазон можливих передатних відношень

$$n_{\text{до}} = n_{\text{вих}} \cdot u_{\text{заг}} = n_{\text{заг}} \cdot (u_{\min} \dots u_{\max}), \text{ хв}^{-1}.$$

$$\text{Наприклад } n_{\text{до}} = n_{\text{вих}} \cdot u_{\text{заг}} = 11 \cdot 84 \dots 800 = 924 \dots 8800, \text{ хв}^{-1}.$$

6. Підібрати двигун

Тут потрібно визначитися з частотної групою двигуна. Для цього дивимось на кінематичну схему і визначаємо, з якою передачею працює двигун: тихохідної або навпаки швидкохідної, та з огляду на діапазон частот обертів двигуна $n_{\text{до}}$ визначаємо частотну групу (3000, 1500, 1000, 750 хв.⁻¹). Якщо двигун працює з швидкохідною передачею, групу вибираємо з великими обертами, коли після двигуна йде тихохідна передача, навпаки, з малими. Користуючись табл. 2 з

певної частотної групи, орієнтуючись на потрібну потужність двигуна $P_{до}$, вибираємо найближчий більший за потужністю двигун $P_d \geq P_{до}$. Записуємо його тип, потужність, частоту обертання.

Наприклад: тип 4A112M4Y3, $P_d = 5,5$ кВт, $n_d = 1445$ хв⁻¹,
 $d_d = 32$ мм.

7. Визначаємо фактичне загальне передатне відношення

Для цього по (5) дійсні оберти обраного двигуна ділимо на оберти вихідного вала

$$u_{\phi} = \frac{n_{вх}}{n_{вих}}. \quad \text{Наприклад } u_{\phi} = \frac{1445}{11} = 131,36.$$

8. Розподіляємо передаточні відношення по ступенях приводу

Дивися приклад у завданні 4.

Для рис. 14 при $u_{\phi} = 131,36$

$$u_{1\text{III}} \cdot u_{2\text{III}} \cdot u_{3\text{зкв}} = u_{\phi}$$

$$2 \times 15 \times 4,38 \approx 131,4.$$

9. Визначаємо оберти кожного вала приводу

Для цього оберти двигуна ділимо послідовно на призначені передаточні відношення, хв.⁻¹:

$$n_I = n_d, \quad n_I = 1445 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_1}, \quad n_{II} = \frac{1445}{2} = 722,5 \text{ хв}^{-1}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_2}, \quad n_{III} = \frac{722,5}{15} = 48,17 \text{ хв}^{-1},$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_3}, \quad n_{IV} = \frac{48,17}{4,38} = 10,99 \text{ хв}^{-1}.$$

10. Визначаємо потужність на кожному валу приводу

Тут знову потрібно користуватися побудованою кінематичною схемою для складання рівнянь для кожного вала. Щоб записати правильне рівняння потрібно попередню потужність помножити на ККД механізмів через які передається рух іншому валу, і на які він опирається. Так, для рис. 14 це такі рівняння, кВт:

$$P_I = P_d, \quad P_I = 5,5 \text{ кВт},$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{пк}, \quad P_{II} = 5,5 \times 0,95 \times 0,993 = 5,19 \text{ кВт},$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{III} \cdot \eta_{пк}, \quad P_{III} = 5,19 \times 0,8 \times 0,993 = 4,12 \text{ кВт},$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{зкп} \cdot \eta_{пк}, \quad P_{IV} = 4,12 \times 0,92 \times 0,993 = 3,76 \text{ кВт}.$$

11. Визначаємо обертовий момент на кожному валу привода

Для цього скористаємося рівнянням (1): $T = 9550 \cdot \frac{P}{n}$, Н·м,

$$T_{II} = 9550 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}}, \text{ Н·м}, \quad T_{III} = 9550 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}}, \text{ Н·м}, \text{ і так далі.}$$

Наприклад, $T_I = 36,35$ Н·м; $T_{II} = 54,46$ Н·м; $T_{III} = 816,82$ Н·м; $T_{IV} = 3264$ Н·м.

12. Визначаємо мінімальні діаметри валів привода

$d_I = d_d$, мм, вибираємо по таблиці 3. $d_I = 32$ мм.

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{T_{II} \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]}},$$

$$d_{II} = \sqrt[3]{\frac{54,46 \times 10^3}{0.2 \times 15}} = 26,3 \text{ мм},$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{T_{III} \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]}},$$

$$d_{III} = \sqrt[3]{\frac{816,82 \times 10^3}{0.2 \times 20}} = 58,89 \text{ мм},$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{T_{IV} \cdot 10^3}{0.2 \cdot \tau}},$$

$$d_{IV} = \sqrt[3]{\frac{3264 \times 10^3}{0.2 \times 25}} = 86,75 \text{ мм},$$

Тут $[\tau]$ – допустиме напруження на крутіння, які для валів редукторів $[\tau] = 15 \dots 30$ МПа. Його потрібно приймати, щодо швидкохідних валів – меншим, щодо тихохідних валів – більшим.

13. Приймаємо цілі мінімальні значення валів привода

Для цього потрібно скористатися таблицею 4.

14. Складаємо таблицю з основними параметрами привода

Для цього будуємо таблицю в 6 рядків і (кількість валів) + 1 стовпець. В останній рядок заносимо значення передатних чисел, тому стовпці в ньому зміщені між валами так, як і діють передатні відношення.

Таблиця 2 Приклад зведеної таблиці з основними параметрами привода

Параметри	№ вала			
	I	II	III	IV
P , кВт				
T , Н·м				
n , хв. ⁻¹				
d , мм				
u				

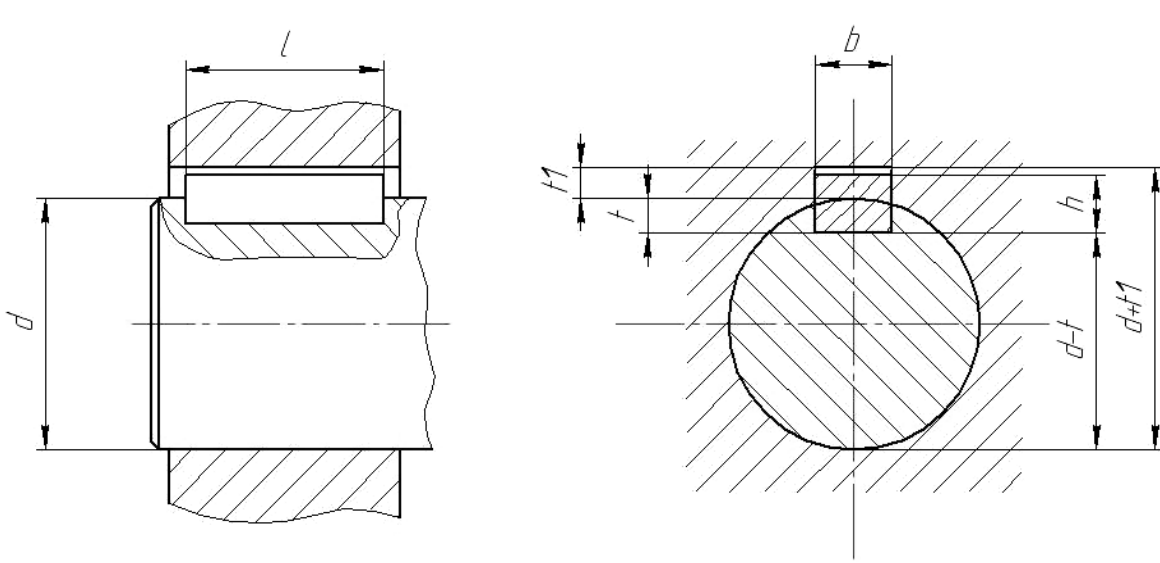
Таблиця 3 Основні данні асинхронного двигуна закритого виконання, який обдувається серії 4А за ГОСТ 19523-81

Потужність P , кВт	Тип двигуна	Частота обертання n , хв^{-1}	$\frac{T_{\text{пуску}}}{T_{\text{ном}}}$	Діаметр валу двигуна d , мм
Синхронна частота обертання 3000 хв^{-1}				
1,1	4A71B2Y3	2810	2,0	19
1,5	4A80A2Y3	2850		22
2,2	4A80B2Y3	2850		24
3	4A90L2Y3	2840		28
4	4A100S2Y3	2880		32
5,5	4A100L2Y3	2880		38
7,5	4A112M2Y3	2900		42
11	4A132M2Y3	2900	1,4	48
15	4A160S2Y3	2940		60
18,5	4A160M2Y3	2940		
22	4A180S2Y3	2945		
30	4A180M2Y3	2945		
37	4A200M2Y3	2945		
45	4A200L2Y3	2945		
Синхронна частота обертання 1500 хв^{-1}				
1,1	4A80A4Y3	1420	2,0	22
1,5	4A80B4Y3	1415		24
2,2	4A90L4Y3	1425		28
3	4A100S4Y3	1435		32
4	4A100L4Y3	1430		38
5,5	4A112M4Y3	1445		48
7,5	4A132S4Y3	1455		55
11	4A132M4Y3	1460	1,4	60
15	4A160S4Y3	1465		
18,5	4A160M4Y3	1465		
22	4A1804Y3	1470		
30	4A180M4Y3	1470		
37	4A200M4Y3	1475		
45	4A200L4Y3	1475		

Продовження таблиці 3

Потужність P , кВт	Тип двигуна	Частота обертання n , хв.^{-1}	$\frac{T_{\text{пуску}}}{T_{\text{ном}}}$	Діаметр валу двигуна d , мм
Синхронна частота обертання 1000 хв^{-1}				
1,1	4A80B6Y3	920	2,0	22
1,5	4A90L6Y3	935		24
2,2	4A1006Y3	950		28
3	4A112MA6Y3	955		32
4	4A112MB6Y3	950		38
5,5	4A132S6Y3	965		
7,5	4A132M6Y3	970		
11	4A160S6Y3	975	1,2	48
15	4A160M6Y3	975		55
18,5	4A180M6Y3	975		
22	4A200M6Y3	975		60
30	4A200L6Y3	980		
Синхронна частота обертання 750 хв^{-1}				
1,1	4A90LB8Y3	700	1,6	24
1,5	4A100LB8Y3	700		28
2,2	4A112MA8Y3	700	1,8	32
3	4A112MB8Y3	700		38
4	4A132S8Y3	720		
5,5	4A132M8Y3	720	1,4	48
7,5	4A160S8Y3	730		55
11	4A160M8Y3	730		
15	4A180M8Y3	730	1,2	60
18,5	4A200M8Y3	735		65
22	4A200L8Y3	730		
30	4A225M8Y3	735		

Таблиця 4 Стандартні значення діаметрів валів з однією шпонкою
за СТ СЕВ 189-75, та по ГОСТ 23360-78

					
Діаметр вала d , мм	Перетин шпонки		Інтервал довжини	Глибина шпонкового паза	
	b	h		t	t_1
20, 21, 22	6	6	14...70	3,5	2,8
24, 25, 26, 28, 30	8	7	18...90	4	3,3
32, 34, 36, 38	10	8	22...110	5	3,3
40, 42	12	8	28...140	5	3,6
45, 48, 50	14	9	36...160	5,5	3,8
53, 55, 56	16	10	45...180	6	4,3
60, 63	18	11	50...200	7	4,4
67, 70, 71, 75	22	12	56...220	7,5	4,9
80, 85	22	14	63...250	9	5,4
90, 95	25	14	70...280	9	5,4
100, 105, 110	28	16	80...320	10	6,4

Примітка. Довжина шпонок l вибирається з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Заблонский К. И. Детали машин : учебник / К. И. Заблонский. – Киев. Высш. шк., 1985. – 518 с.
2. Решетов Д. Н. Детали машин : учебник / Д. Н. Решетов. – Москва : Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Иванов М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов. – Москва Высш. шк., 1991. – 336 с.
4. Муха Т. И. Привод машин : учебное пособие / Т. И. Муха, Б. В. Януш, А. П. Тупикова. – Ленинград : Машиностроение, 1984. – 560 с.
5. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин : підручник / В. Т. Павлице. – Київ : Вища шк., 1993. – 556 с.
6. Киркач Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин : учебное пособие / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.

Навчальне видання

Методичні вказівки
для виконання практичних робіт
«АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ ТА ВИБІР ДВИГУНА ДО ПРИВОДУ»
з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання»
для студентів усіх спеціальностей

Укладачі:
КУЛИК Геннадій Григорович
БОРОДІН Дмитро Юрійович
СЕМЕНОВА-КУЛІШ Вікторія Володимирівна

Відповідальний за випуск проф. Гайдамака А. В.
Роботу до видання рекомендував проф. Крутіков Г. А.

В авторській редакції.

План 2021 р., поз 19.

Підп. до друку 16.04.21 Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.
Riso-друк. Гарнітура Times New Roman. Ум. друк. арк. _____.
Наклад 30 прим. Зам. № _____. Ціна договірна.

Видавець Видавничий центр НТУ «ХП».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 5478 від 21.08.2017 р.
61002, Харків, вул. Кирпичова, 2

Виготовлювач _____
