

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

**РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ
МАНІПУЛЯТОРА ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА**

методичні вказівки до виконання
розрахункового завдання за курсом
«Промислові роботи»

Харків

2023

ЗМІСТ

1. Мета розрахункового завдання.....	3
2. Завдання	3
3. Зміст пояснювальної записки.....	3
4. Постановка завдання і основні етапи проектування.....	3
5. Розрахунок енергетичних параметрів приводу (момент або сила опору).	5
6. Розрахунок потужності і вибір електродвигуна	14
7. Визначення передатного відношення приводу.....	17
Список літератури.....	19
Додатки.....	20

1. МЕТА РОЗРАХУНКОВОГО ЗАВДАННЯ

Метою розрахункового завдання є розширення, поглиблення та закріплення знань, отриманих студентами на лекціях і практичних заняттях по структурі промислових роботів, дослідженню кінематичних характеристик маніпуляторів та розрахунку потужності і вибору електродвигуна.

2. ЗАВДАННЯ

За вихідними даними (номер завдання вибирається відповідно до варіантів, наведених у додатках А–Г) потрібно:

1. Визначити кінематичні характеристики приводу.
2. Розрахувати енергетичні параметри приводу (момент чи силу опору).
3. Розрахувати потужність та вибрати електродвигун.
4. Визначити передатне відношення приводу.

3. ЗМІСТ ПОЯСНЮВАЛЬНОЇ ЗАПИСКИ

Пояснювальна записка повинна мати:

1. Титульний лист.
2. Зміст.
3. Завдання з усіма вихідними даними.
4. Загальну частину.
5. Список використуваних джерел.

Загальна частина повинна містити:

1. Визначення кінематичних характеристик приводу.
2. Розрахунок енергетичних параметрів приводу (момент або сила опору).
3. Розрахунок потужності і вибір електродвигуна.
4. Визначення передатного відношення приводу.

4. ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ТА ОСНОВНІ ЕТАПИ ПРОЄКТУВАННЯ

Проектування електроприводів (ЕП) роботів здійснюється на основі енергетичних, динамічних, конструктивних та експлуатаційних вимог. ЕП повинен мати необхідну потужність, забезпечувати необхідну точність відпрацювання програмних впливів, мати задані динамічні характеристики. У деяких випадках потрібно використовувати певний тип двигунів, підсилювачів, джерел живлення, отримати мінімальні габаритні розміри та вагу, забезпечити певний температурний режим тощо.

Спільними для всіх приводів є вимоги до енергетичних і динамічних характеристик, що визначають запаси стійкості та якість перехідних процесів.

Приводи робота можуть працювати незалежно, коли здійснюються послідовні рухи за різними ступенями рухливості (можливо в позиційних пристроях керування), і спільно, коли потрібно відтворити в просторі задану траєкторію (контурні пристрої керування). В обох випадках використовується система приводів робота. При відпрацюванні заданої траєкторії руху за рахунок взаємного впливу ступенів рухливості погіршуються динамічні характеристики приводів.

Під час проєктування приводів ПР всі етапи проєктування розбивають на дві групи. На етапах проєктування першої групи приводи розглядаються незалежно за кожним ступенем рухливості. Взаємний вплив ступенів рухливості враховується запровадженням діапазонів зміни інерційних характеристик навантаження та максимального моменту навантаження. На етапах проєктування другої групи аналізують працездатність системи приводів при спільному русі.

Етапи проєктування першої групи є визначальними, оскільки дозволяють вибрати елементи, побудувати структурні схеми та розрахувати параметри слідувальних електроприводів робота.

До основних етапів проєктування належать:

- визначення вихідних даних для розрахунку;
- вибір основних елементів слідувального приводу;
- побудова структурної схеми системи та визначення динамічних характеристик обраних елементів;
- синтез динамічних характеристик ЕП та функціональних блоків;
- перевірочний розрахунок.

Визначення вихідних даних для розрахунку. Вихідними даними є параметри маніпулятора та параметри режимів руху. Для обертальних ступенів рухливості визначають такі вихідні дані:

- мінімальне та максимальне значення моменту інерції навантаження J_H ;
- максимальне стале значення моменту навантаження $M_{l \max}$;
- максимальну кутову швидкість навантаження ω_{\max} ;
- максимальне кутове прискорення навантаження ε_{\max} ;
- гранично припустиму помилку позиціювання δ_{\max} .

Деякі вихідні дані можуть бути задані, а деякі визначаються розрахунковим шляхом під час виконання силового розрахунку. Для поступального ступеня рухливості вихідні дані визначають і записують у такій же послідовності.

Вибір основних елементів електропривода. На цьому етапі вибирають виконавчий двигун та редуктор, датчики положення та швидкості, визначають вимоги до підсилювача потужності. Виписують типи та технічні дані вибраних

елементів. При виборі елементів рекомендується орієнтуватися на типові елементи, що випускаються промисловістю.

5. РОЗРАХУНОК ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ (МОМЕНТ АБО СИЛА ОПОРУ)

Розрахунок енергетичних параметрів приводу ПР (силовий розрахунок) виконують у наступній послідовності: орієнтовний розрахунок потужності двигуна, попередній вибір двигуна, розрахунок оптимальних за швидкістю передавальних чисел для кожного модуля руху, остаточний вибір двигуна за умов оптимального часу відпрацювання циклу переміщення і найбільш компактною конструкції.

5.1. Кінематичні характеристики привода

При проектуванні приводів робіт закон зміни швидкості (лінійної V для модуля поступального руху або кутової ω для модуля обертального руху) приводу в більшості випадків задають трапецеїдальним (рис. 5.1), що забезпечує постійне прискорення (лінійне a або кутове ε) при розгоні і гальмуванні.

Довжина шляху розгону φ_p (або S_p для модуля поступального руху) дорівнює довжині шляху уповільнення φ_T (або S_T) і становить деяку частину загального шляху переміщення φ (або S).

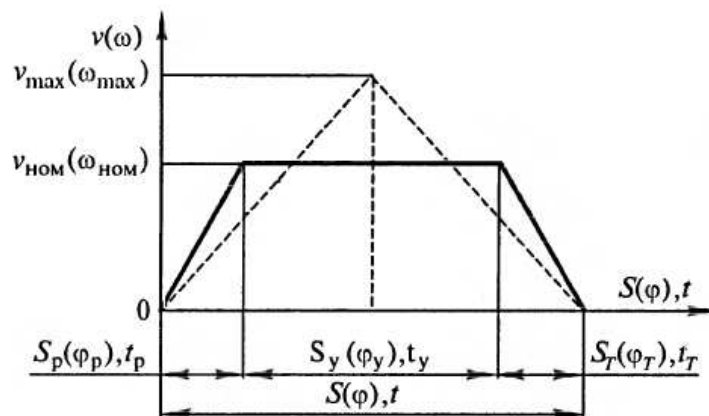


Рисунок 5.1 – Трапецеїдальний закон зміни швидкості

Відношення шляху розгону φ_p (S_p) вихідної ланки приводу до його повного переміщення φ (S) є характеристикою циклу роботи приводу:

$$K_{\text{ц}} = \frac{\varphi_p}{\varphi} = \frac{\varphi_T}{\varphi} = \frac{S_p}{S} = \frac{S_T}{S} \quad (5.1)$$

де $K_{\text{ц}}$ – коефіцієнт, що характеризує відносну інтенсивність наростання чи зниження швидкості виконавчої ланки маніпулятора.

При заданій номінальній швидкості $\omega_{\text{ном}}$ (або $V_{\text{ном}}$ при поступальному русі) зменшення коефіцієнта $K_{\text{ц}}$ підвищує швидкодію, але збільшує динамічні навантаження на ланки приводу, тому в проектних розрахунках величину коефіцієнта $K_{\text{ц}}$ слід приймати з умови обмеження максимальних прискорень вантажу, що переноситься, і елементів конструкції маніпулятора значеннями, що не перевищують $g/2$ ($g \approx 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжкості), тобто близько 5 м/с^2 . Таким чином, для приводів ПР з найбільш поширеними величинами переміщень та швидкостей ланок можна в орієнтовних розрахунках приймати $K_{\text{ц}}=0,1$.

Якщо $K_{\text{ц}}=0,5$, то шлях розгону вихідної ланки приводу стає рівним половині повного його переміщення, тобто $\varphi_p (S_p) = 0,5 \varphi (S)$, і усталений рух відсутній. Трапецеїдальний закон зміни швидкості вироджується у трикутний. При цьому законі максимальна швидкість $\omega_{\text{max}} (V_{\text{max}})$ більша за номінальну. Шлях розгону φ_p для прийнятого рівноприскореного руху

$$\varphi_p = \frac{\varphi}{2} = \frac{\varepsilon t_p^2}{2} = \frac{\varepsilon}{2} \left(\frac{\omega_{\text{max}}}{\varepsilon} \right)^2 = \frac{\omega_{\text{max}}^2}{2\varepsilon} \quad (5.2)$$

де ε – кутове прискорення вихідної ланки приводу; t_p – час розгону вихідної ланки приводу до усталеної швидкості. Тоді $\omega_{\text{max}} = \sqrt{\varphi\varepsilon}$.

При проектуванні приводів роботів номінальні швидкості переміщення вихідних ланок виконавчого пристрою ВП повинні бути менше максимальних, тобто $\omega_{\text{ном}} < \omega_{\text{max}}$ і $V_{\text{ном}} < V_{\text{max}}$.

Шлях розгону при кутовому переміщенні вихідної ланки можна визначити як $\varphi_p = K_{\text{ц}}\varphi$.

Під час усталеного руху кутове переміщення вихідної ланки дорівнює

$$\varphi_y = \varphi - 2\varphi_p = \varphi - 2K_{\text{ц}}\varphi = (1 - 2K_{\text{ц}})\varphi.$$

$$\text{Час розгону вихідної ланки } t_p = \frac{2\varphi_p}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{2K_{\text{ц}}\varphi}{\omega_{\text{ном}}}.$$

$$\text{Час усталеного руху } t_y = \frac{\varphi_y}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{(1 - 2K_{\text{ц}})\varphi}{\omega_{\text{ном}}}.$$

Час повного переміщення вихідної ланки приводу

$$t = 2t_p + t_y = \frac{2 \cdot 2K_{\text{ц}}\varphi}{\omega_{\text{ном}}} + \frac{(1 - 2K_{\text{ц}})\varphi}{\omega_{\text{ном}}} = \frac{(1 + 2K_{\text{ц}})\varphi}{\omega_{\text{ном}}}.$$

$$\text{Кутове прискорення вихідної ланки } \varepsilon = \frac{\omega_{\text{ном}}}{t_p} = \frac{\omega_{\text{ном}}^2}{2K_{\text{ц}}\varphi}.$$

При лінійному переміщенні вихідної ланки приводу у всіх формулах для кутового переміщення необхідно φ замінити на S , $\omega_{\text{ном}}$ на $V_{\text{ном}}$ і ε на a – лінійне прискорення вихідної ланки приводу.

Механічна система приводу у складі двигуна, виконавчої ланки і передачі між ними є досить складним кінематичним ланцюгом з великою кількістю рухомих мас. Тому в інженерних розрахунках, особливо при проектуванні, коли точні значення розрахункових параметрів невідомі, прийнято на основі ряду припущень замінювати таку систему більш простою одно-або двомасовою розрахунковою схемою з приведенням інерційних, силових та інших параметрів до якоїсь однієї ланки, наприклад, до валу двигуна. При цьому система може бути представлена в інтерпретації як поступального, так і обертального рухів, а приведення параметрів системи до відповідної ланки здійснюється за відомими правилами.

При визначенні потужності двигуна модуля руху робота за основу приймають одномасову розрахункову схему, тому розрахунок має орієнтовний характер. Потужність двигуна визначається в період пуску, коли двигун долає, крім статичного опору вантажу, що переноситься, і неврівноважених частин рухомих ланок, також їх інерційний вплив.

Положення центру C_i маси системи рухомих ланок маніпулятора робота та об'єкта (рис. 5.2) може бути визначено як геометрична сума головних векторів h_k ланок, спрямованих паралельно осям відповідних ланок ВП робота.

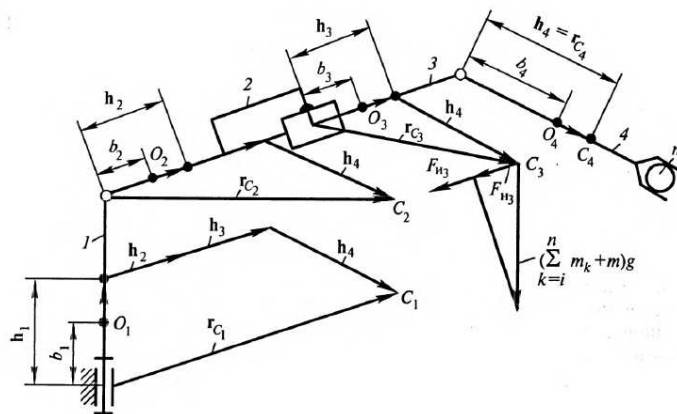


Рисунок 5.2 – Положення центрів мас рухомих ланок маніпулятора

Радіус-вектор r_{C_i} центру C_i маси системи ланок $i...n$ дорівнює: $r_{C_i} = \sum_{k=i}^n h_k$, де

h_k – головний вектор k -ї ланки.

$$h_k = \frac{m_k b_k \left(\sum_{j=k+1}^n m_j \right) l_k}{\sum_{k=i}^n m_k}, \quad (5.3)$$

де m_k – маса k -ї ланки; b_k – відстань від кінця $(k-1)$ -ї ланки до центру O_k маси k -ї ланки, мм; l_k – довжина k -ї ланки; n – число ланок ВП робота; m_j – маса j -ї ланки.

Кінець вектора r_{C_i} визначає центр C_i маси системи $i...n$ ланок ВП. На рис. 5.2 показане графічне знаходження центру маси різних систем ланок

ВП робота: C_1 – центр маси всього ВП та об'єкта; C_2 – центр маси системи ланок 2, 3, 4 та об'єкта; C_3 – центр маси ланок 3, 4 та об'єкта; C_4 – центр маси ланки 4 та об'єкта.

5.2. Момент опору приводу

Відповідно до принципу Даламбера момент M_{li} опору i -го приводу механізму складається з статичного моменту опору M_{ni} від неврівноваженості системи рухомих ланок (рухомі ланки приводу та вантаж, що переноситься) маніпулятора, розташованої між аналізованим i -м приводом і робочим органом з об'єктом (статичний момент неврівноваженості), та інерційного або динамічного моменту M_{di} , що виникає в момент розгону та гальмування цих же ланок та об'єкта:

$$M_{li} = M_{ni} + M_{di}. \quad (5.4)$$

Момент опору від неврівноваженості маси (рис. 5.2) дорівнює:

$$\begin{aligned} M_{ni} &= \left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) gh_{C_i} = \left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) g \sum_{k=i}^n h_k \cos \sum_{j=1}^k \varphi_j = \\ &= \left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) gr_{C_i} \cos \sum_{j=1}^k \varphi_j, \end{aligned} \quad (5.5)$$

де m – вантажопідйомність або маса об'єкта (вантаж, що переноситься); h_{C_i} – проекція радіуса-вектора r_{C_i} на горизонталь; h_k – довжина головного вектора k -ї ланки; φ_j – кут між продовженням $(j-1)$ -ї ланки і напрямом j -ї ланки.

Формулу (5.5) застосовують для розрахунку готової або спроектованої конструкції ВП робота, коли маси всіх ланок відомі.

Позначимо $K_{li} = \frac{\left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) r_{C_i}}{m \sum_{k=i}^n l_k}$, де $K_{li} = 1,1-2,0$ – коефіцієнт конструкції.

Тоді момент опору від неврівноваженості мас дорівнюватиме:

$$M_{ni} = K_{li} mg \sum_{k=i}^n l_k \cos \sum_{j=1}^k \varphi_j, \quad (5.6)$$

де l_k – довжина k -ї ланки. Якщо аналізована система ланок ВП урівноважена без об'єкта, то $K_{li} = 1$.

Формулу (5.6) використовують у проектних розрахунках, коли маси всіх ланок невідомі.

Динамічний момент:

$$M_{di} = \left(\sum_{k=i}^n J_k + J \right) \varepsilon_i = \frac{\left(\sum_{k=i}^n J_k + J \right) \omega_{\text{НОМ}i}^2}{2K_{\text{ш}i} \varphi_i}, \quad (5.7)$$

де J_k – момент інерції k -ї ланки відносно i -го ступеня рухливості СР; J – момент інерції об'єкта відносно i -го СР; $\varepsilon_i = \frac{\omega_{\text{ном}i}^2}{2\varphi_{pi}} = \frac{\omega_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i}\varphi_i}$ – кутове прискорення i -ї ланки; $\omega_{\text{ном}i}$ – номінальна кутова швидкість i -ї ланки; φ_{pi} – кут розгону i -ї ланки; φ_i – повне кутове переміщення i -ї ланки; $K_{\text{ц}i} = \frac{\varphi_{pi}}{\varphi_i}$ – характеристика циклу i -го привода.

Формула (5.7) справедлива для готової чи спроектованої конструкції виконавчого пристрою робота, коли моменти інерції всіх ланок відомі. У проектних розрахунках, коли моменти інерції ланок робота невідомі, динамічний момент знаходять за такою формулою:

$$M_{\text{н}i} = \frac{K_{2i}J\omega_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i}\varphi_i}, \quad (5.8)$$

де $K_{2i} = 1 + \frac{\sum_{k=i}^n J_k}{J}$ – коефіцієнт конструкції. В проектних розрахунках приймають $K_{2i} = 1,8 - 2,3$.

Момент інерції об'єкта відносно i -го ступеня рухливості дорівнює $J = J_0 + mh_i^2$, де J_0 – момент інерції об'єкта відносно центральної осі x , y або z ; $h_i = \sum_{k=i}^n l_k \cos \sum_{j=1}^k \varphi_j$ – відстань від i -го ступеня рухливості до об'єкта за горизонталлю.

Отже, динамічний момент сил інерції дорівнює

$$M_{\text{н}i} = \frac{K_{2i}(J_0 + mh_i^2)\omega_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i}\varphi_i}. \quad (5.9)$$

Після підстановки (5.6) і (5.9) у (5.4) отримаємо формулу проектного розрахунку для визначення моменту опору i -го приводу маніпулятора робота:

$$M_{li} = K_{li}mg \sum_{k=i}^n l_k \cos \sum_{j=1}^k \varphi_j + \frac{K_{2i}(J_0 + mh_i^2)\omega_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i}\varphi_i}. \quad (5.10)$$

5.3. Сила опору привода

Сила опору F_{li} i -го приводу складається з сили опору $F_{\text{н}i}$ від невірності системи рухомих ланок ВП робота, розташованої між i -м приводом, що розглядається, і РО з об'єктом, та динамічної (інерційної) сили $F_{\text{н}i}$, що виникає в момент розгону і гальмування цих же ланок та об'єкта (рис. 5.2):

$$F_{li} = F_{\text{н}i} + F_{\text{н}i}. \quad (5.11)$$

Силу опору F_{ni} i -го приводу від неврівноваженості маси можна отримати, якщо спроектувати силу тяжіння системи ланок ВП робота, розташовану між i -м приводом, що розглядається, і РО з об'єктом, прикладену в центрі C_i , маси цієї системи, на напрям переміщення поступального ступеня рухливості, що розглядається:

$$F_{ni} = \left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) g \sin \sum_{k=1}^i \varphi_k, \quad (5.12)$$

де m – маса об'єкта; φ_k – кут між продовженням $(k-1)$ -ї ланки і направленням k -ї ланки.

Формулу (5.12) використовують для розрахунку готової або спроектованої конструкції ВП робота, коли маса кожної ланки відома.

Позначимо $K_{3i} = \frac{\sum_{k=i}^n m_k + m}{m}$, де $K_{3i} = 1,4 - 2,3$ – коефіцієнт конструкції.

Тоді сила опору від неврівноваженості мас буде дорівнювати:

$$F_{ni} = K_{3i} m g \sin \sum_{k=1}^i \varphi_k. \quad (5.13)$$

Цю формулу використовують у проектних розрахунках, коли маса кожної ланки невідома.

Динамічна сила F_{ni} дорівнює:

$$F_{ni} = \left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) a_i = \frac{\left(\sum_{k=i}^n m_k + m \right) V_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i} S_i}, \quad (5.14)$$

де $a_i = \frac{V_{\text{ном}i}^2}{2S_{pi}} = \frac{V_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i} S_i}$ – лінійне прискорення i -ї ланки; $V_{\text{ном}i}$ – номінальна лінійна швидкість i -ї ланки; S_{pi} – шлях розгону i -ї ланки; S_i – повне лінійне переміщення i -ї ланки; $K_{\text{ц}i} = \frac{S_{pi}}{S_i}$ – характеристика циклу i -го приводу.

Формула (5.14) справедлива для розрахунку готової чи спроектованої конструкції ВП робота, коли маса кожної ланки відома.

У проектних розрахунках, коли маса ланок ВП робота невідома, динамічну силу знаходять за такою формулою:

$$F_{ni} = K_{3i} m a_i = \frac{K_{3i} m V_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i} S_i}. \quad (5.15)$$

Після підстановки (5.13) та (5.15) у (5.11) отримаємо формулу проектного розрахунку для визначення сили опору i -го приводу ВП робота:

$$F_{ii} = K_{3i} m \left(\frac{V_{\text{ном}i}^2}{2K_{\text{ц}i} S_i} + g \sin \sum_{k=1}^i \varphi_k \right). \quad (5.16)$$

5.4. Приклад розрахунку

Виконаємо розрахунок моментів та сил для кінематичної схеми маніпулятора, що має три ступені рухливості та працює у сферичній системі координат (рис. 5.3).

Розрахунок моментів та сил модуля руху маніпулятора виконують на підставі вихідних даних технічного завдання, що включає наступні вихідні параметри:

m – вантажопідйомність або маса вантажу, що переноситься, кг;

r – максимальний радіус дії, м;

φ, S – величини переміщення вантажу по кутовій та лінійній координатах відповідно, рад, м;

$\omega_{\text{ном}}, V_{\text{ном}}$ – номінальні швидкості переміщення вантажу за кутовою та лінійною координатами, рад/с, м/с.

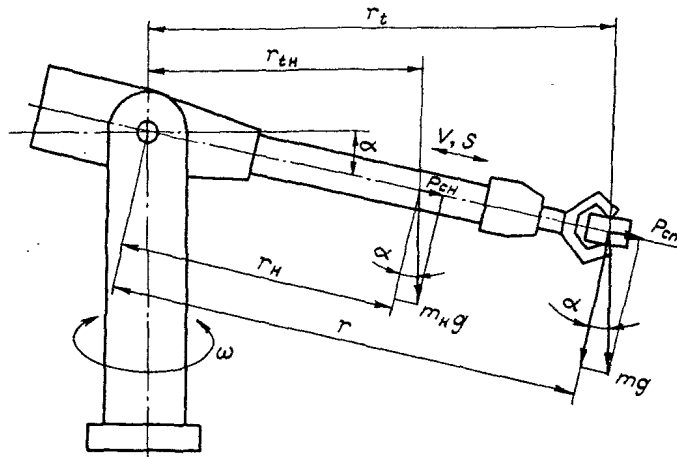


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема модуля руху робота

У загальному вигляді радіуси обертання вантажу та неврівноважених мас змінні та залежать від кута нахилу модуля (рис. 5.3) маніпулятора

$$r_t = r \cos \alpha; \quad r_{tn} = r_n \cos \alpha,$$

де r і r_n – постійні радіуси розташування центрів ваги вантажу та неврівноважених мас; α – кут нахилу площини обертання модуля до горизонталі.

Статичний момент від неврівноважених мас можна представити у вигляді суми статичних моментів неврівноваженості мас вантажу $M_{\text{нг}}$, що переноситься, і рухомих ланок модуля $M_{\text{нм}}$ щодо осі їх обертання на підставі (5.5)

$$M_{\text{н}} = M_{\text{нг}} + M_{\text{нм}} = mgr_t + m_n gr_{tn} \quad (5.17)$$

де m і m_n – відповідно маси вантажу, що переноситься, і неврівноважених рухомих частин модуля; r_t і r_{tn} – радіуси обертання центрів ваги вантажу, що переноситься, і неврівноважених мас рухомих частин модуля відповідно.

Вважаючи, що маси ланок маніпулятора невідомі, застосовуємо коефіцієнт статичної неврівноваженості конструкції, що враховує відносну величину моменту неврівноваженості частин модуля, що обертаються. Якщо модулі руху маніпулятора врівноважені без вантажу, то $K_1=1$. Однак це вимагає додаткових конструктивних заходів і не завжди вдається, тому в загальному випадку для розрахунку слід приймати величину $K_1 = 1,1-2,0$. Таким чином,

$$M_n = K_1 mgr \cos \alpha \quad (5.18)$$

Інерційний, або динамічний момент визначається як сума інерційних моментів $M_{ин}$ вантажу, що переноситься на максимальному радіусі обертання і обертових частин модуля руху $M_{им}$ при максимальному радіусі перенесення

$$M_n = M_{ин} + M_{им} = J_n \varepsilon = (J_{ин} + J_{им}) \varepsilon, \quad (5.19)$$

де $J_n = J_{ин} + J_{им}$ – сумарний момент інерції; $J_{ин} = mr^2$ – момент інерції від максимального вантажу, що переноситься ПР на максимальному радіусі обертання; $J_{им} = m_n r_n^2$ – момент інерції обертових частин модуля при максимальному радіусі перенесення; ε – кутове прискорення.

Застосуємо коефіцієнт динамічної неврівноваженості конструкції, що враховує відносну величину моментів інерції частин модуля, що обертаються. Для існуючих конструкцій ПР (5.8) коефіцієнт конструкції $K_2 = 1,8-2,3$. Таким чином,

$$M_n = K_2 J_{ин} \varepsilon = K_2 mr^2 \varepsilon = \frac{K_2 mr^2 \omega^2}{2K_{ц\phi}} \quad (5.20)$$

Момент M_l опору привода модуля обертального руху дорівнює сумі (5.18) і (5.20):

$$M_l = K_1 mgr \cos \alpha + \frac{K_2 mr^2 \omega^2}{2K_{ц\phi}} \quad (5.21)$$

Для приводу повороту колони (обертання відносно вертикальної осі) кут $\alpha=90^\circ$. Тоді

$$M_l = M_n = \frac{K_2 mr^2 \omega^2}{2K_{ц\phi}} \quad (5.22)$$

Для приводу обертання щодо горизонтальної осі кут $\alpha=0^\circ$. Тоді

$$M_l = M_n + M_{ин} = K_1 mgr + \frac{K_2 mr^2 \omega^2}{2K_{ц\phi}} \quad (5.23)$$

При поступальному переміщенні сила опору F_l приводу складається з сили опору F_n від неврівноваженості системи рухомих ланок ВП робота, розташованої між розглянутим приводом і РО з об'єктом, і динамічної (інерційної)

сили F_n , що виникає в момент розгону і гальмування цих же ланок і об'єкта (рис. 5.3):

$$F_l = F_n + F_n. \quad (5.24)$$

Сила опору від неврівноваженості мас, коли маса ланок ВП робота невідома, дорівнюватиме:

$$F_n = K_3 mg \sin \alpha. \quad (5.25)$$

Коефіцієнт конструкції $K_3 = 1,4 - 2,3$.

Динамічну (інерційну) силу знаходять за формулою:

$$F_n = K_3 ma = \frac{K_3 m V^2}{2K_{ц} S}. \quad (5.26)$$

Сила F_l опору привода модуля поступального руху дорівнює сумі (5.25) и (5.26):

$$F_l = F_n + F_n = K_3 mg \sin \alpha + \frac{K_3 m V^2}{2K_{ц} S}. \quad (5.27)$$

Для приводу з горизонтальним переміщенням кут $\alpha=0^\circ$. Тоді

$$F_l = F_n = \frac{K_3 m V^2}{2K_{ц} S}. \quad (5.28)$$

Для приводу з вертикальним переміщенням кут $\alpha=90^\circ$. Тоді

$$F_l = F_n + F_n = K_3 mg + \frac{K_3 m V^2}{2K_{ц} S}. \quad (5.29)$$

6. РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ І ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Розрахункові значення необхідних моментів, сил або потужностей, що забезпечують координатні рухи модулів рухливості робота, є основою попереднього підбору двигунів, енергетичні параметри яких повинні бути близькі до розрахункових.

При цьому слід враховувати також необхідні параметри руху – швидкості руху валу двигуна і кути його повороту.

Для кожного модуля руху рекомендується підібрати попередньо кілька двигунів близької потужності, але з різними швидкостями руху для подальшого остаточного вибору за критерієм швидкодії механізму.

Електродвигун вибирають за необхідною потужністю, приведеною до валу двигуна, і потрібному моменту.

Для приводу кутового руху необхідну потужність електродвигуна визначають за формулами:

$$P = M_l \frac{\omega}{\eta}, \quad (6.1)$$

де M_l – момент опору на вихідній ланці приводу; ω – кутова швидкість вихідної ланки приводу; $\eta = 0,8-0,9$ – коефіцієнт корисної дії механічної передачі приводу.

Для приводу лінійного руху необхідну потужність електродвигуна визначають за такою формулою:

$$P = F_l \frac{V}{\eta}, \quad (6.2)$$

де F_l – зусилля опору на вихідній ланці приводу; V – лінійна швидкість вихідної ланки приводу.

Так як електродвигуни однієї і тієї ж потужності мають різні номінальні $M_{д ном}$ і максимальні $M_{д max}$ обертальні моменти, то необхідно визначити потрібні номінальні значення моменту $M_{д ном тр}$ і потрібні максимальні значення моменту $M_{д max тр}$:

$$\begin{cases} M_{д ном тр} = \frac{M_n}{i\eta}, \\ M_{д max тр} = \frac{M_n + M_{дн}}{i\eta}, \end{cases} \quad (6.3)$$

де M_n – момент опору від неврівноваженості маси ланок та об'єкта; $M_{дн}$ – динамічний момент опору; i – передатне відношення приводу.

Остаточні тип електродвигуна (за умови роботи у тривалому режимі) вибирають за каталогами, виходячи з умов:

$$\begin{cases} P_d \geq P, \\ M_{д ном} \geq M_{д ном тр}, \\ M_{д max} \geq M_{д max тр}. \end{cases} \quad (6.4)$$

Для розрахунку необхідної потужності електродвигуна для електропривода, що працює зі змінним навантаженням зазвичай використовують один із двох методів: метод середніх втрат або метод еквівалентних величин. Значно частіше застосовують метод еквівалентних величин.

Під еквівалентними величинами за умови нагрівання розуміють такі умовно постійні значення потужності P , моменту M або струму I , які відповідають втратам за постійного навантаження, що дорівнюють втратам за умови роботи двигуна з реальним змінним навантаженням. Іншими словами, реальне змінне навантаження двигуна умовно замінюють на постійне за умови, що втрати в першому й другому випадках є однаковими.

Приводи маніпуляторів промислових роботів працюють у повторно-короткочасному режимі. На рис. 6.1 наведено довільну циклограму навантаження приводу.

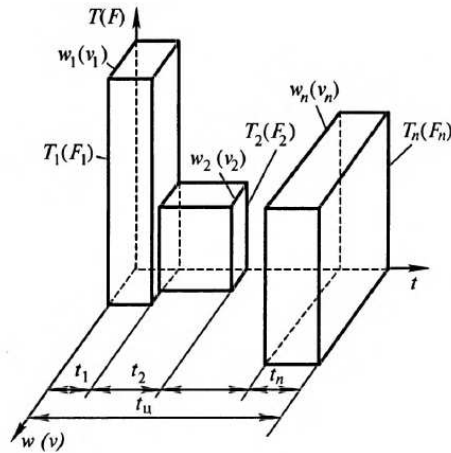


Рисунок 6.1 – Навантажувальна діаграма приводу

Враховуючи, що час розгону і гальмування приводу значно менше усталеного часу, можна визначити значення необхідної еквівалентної середньоквадратичної статичної потужності, приведені до валу двигуна:

$$P_{\text{екв с}} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^n P_{\text{ck}}^2 \cdot t_{\text{pk}}}{\sum_{k=1}^n t_{\text{pk}}}}, \quad (6.5)$$

где P_{ck} – требуемая статическая мощность двигателя на k -м рабочем участке нагрузочной циклограммы двигателя; t_{pk} – длительность k -го рабочего участка циклограммы.

де P_{ck} – необхідна статична потужність двигуна на k -ій робочій ділянці навантажувальної циклограми двигуна; t_{pk} – тривалість k -ої робочої ділянки циклограми.

Для привода обертального руху:

$$P_{\text{ck}} = M_{\text{нк}} \frac{\omega_k}{\eta}, \quad (6.6)$$

де P_{ck} – момент опору від неврівноваженості маси на k -ій робочій ділянці циклограми; ω_k – кутова швидкість вихідної ланки приводу на k -ій робочій ділянці циклограми; k – кількість включених станів двигуна за цикл.

Для привода поступального руху:

$$P_{\text{ck}} = F_{\text{нк}} \frac{V_k}{\eta}, \quad (6.7)$$

де $F_{нк}$ – сила опору від неврівноваженості маси на k -ій робочій ділянці циклограми; V_k – лінійна швидкість вихідної ланки приводу на k -ій робочій ділянці циклограми.

Обчислюємо необхідний номінальний момент двигуна

$$M_{д ном тр} = \frac{M_{н k max}}{i\eta} \quad (6.8)$$

і потрібний максимальний момент двигуна

$$M_{д max тр} = \frac{M_{к max}}{i\eta} = \frac{M_{н k max} + M_{и k max}}{i\eta}, \quad (6.9)$$

де $M_{н k max}$ – максимальний момент опору від неврівноваженості мас ланок та об'єкта на вихідній ланці приводу на k -ій робочій ділянці циклограми; $M_{к max}$ – максимальний момент опору на вихідній ланці приводу на k -ій робочій ділянці циклограми; $M_{и k max}$ – динамічний момент опору на k -ій робочій ділянці циклограми.

Однією з головних характеристик періодичних режимів роботи є тривалість вмикання (ТВ) із стандартними значеннями: $ТВ_{ст} = 15, 25, 40, 60$ % тривалості одного циклу. Для періодичного режиму повторно-короткочасного навантаження $S3$ тривалість вмикання визначають за формулою

$$ТВ = \frac{t_p}{t_p + t_{п}} 100\% \quad (6.10)$$

Розрахуємо еквівалентну величину потужності, зведену до найближчого рівного або більшого стандартного значення $ТВ_{ст}$:

$$P_{екв с ТВ_{ст}} = \sqrt{\frac{ТВ \sum_{k=1}^n P_{ck}^2 \cdot t_{pk}}{ТВ_{ст} \sum_{k=1}^n t_{pk}}}. \quad (6.11)$$

Тип електродвигуна вибирають за каталогами, виходячи з умов:

$$\begin{cases} P_{д} \geq P_{екв с}, \\ M_{д ном} \geq M_{д ном тр}, \\ M_{д max} \geq M_{д max тр}. \end{cases} \quad (6.12)$$

Перевищення потужності $P_{д} \geq P_{екв с}$ двигуна, як правило, проводиться з урахуванням коефіцієнта запасу $k_{зап} = 1,1-1,3$, що враховує вплив динамічних навантажень та інших, неврахованих при побудові спрощеної навантажувальної діаграми та розрахунках, факторів.

Якщо відома потужність двигуна для однієї тривалості включення, значення потужності для іншої ТВ може бути отримано шляхом перерахунку на підставі часу роботи для стандартних значень ТВ. Оскільки за нормальну три-

валість одного циклу в повторно-короткочасному режимі роботи прийнято час $t = 10$ хв., то $t_{15} = 1,5$ хв., $t_{25} = 2,5$ хв., $t_{40} = 4,0$ хв., $t_{60} = 6,0$ хв., $t_{100} = 10$ хв.

Нижче як приклад наведено деякі співвідношення:

$$P_{15} = P_{25} \sqrt{\frac{t_{25}}{t_{15}}} = 1,29 P_{25}. \quad (6.13)$$

$$P_{25} = P_{40} \sqrt{\frac{t_{40}}{t_{25}}} = 1,26 P_{40}. \quad (6.14)$$

$$P_{100} = P_{25} \sqrt{\frac{t_{25}}{t_{100}}} = 0,5 P_{25}. \quad (6.15)$$

При виборі типу електродвигуна необхідно враховувати його конструктивні особливості, геометричні параметри, масогабаритні характеристики, термін служби та ін.

7. ВИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАТНОГО ВІДНОШЕННЯ ПРИВОДУ

Оптимальне передатне число модуля руху робота слід встановлювати таким, при якому тривалість переміщення об'єкта по координаті забезпечувала б необхідний час технологічного циклу або вихідної циклограми роботи робота.

Визначення оптимальних передатних чисел дозволяє зробити остаточний вибір двигуна з ряду попередньо підібраних, відповідно до вимог найбільш компактної конструкції.

Передатне відношення приводу ступеня рухливості ВП робота при незначних динамічних навантаженнях (переважають неврівноважені навантаження) може бути визначено за формулою:

$$i = \frac{\Omega_d}{\Omega} = \frac{M_n}{M_{дтр} \eta}, \quad (7.1)$$

де Ω_d – номінальна швидкість двигуна; Ω – швидкість вихідної ланки перетворювача руху; M_n – навантаження опору на вихідній ланці перетворювача руху; $M_{дтр}$ – необхідне зусилля двигуна.

Залежно від характеру руху вихідних ланок двигуна і механічного перетворювача Ω і M можуть приймати такі значення:

$$\Omega = \begin{cases} \omega & \text{— при кутовому русі;} \\ V & \text{— при лінійному русі;} \end{cases} \quad M = \begin{cases} M & \text{— при кутовому русі;} \\ F & \text{— при лінійному русі.} \end{cases}$$

Слід зазначити, що передатне відношення у загальному випадку має розмірність. Так, при перетворенні обертального руху в поступальне розмірність передатного відношення – метр в мінус першому ступені, при перетворенні поступального руху в обертальне розмірність передатного відношення – метр.

Для приводу обертального ступеня рухливості B (рис. 7.1) передатне відношення знаходять за формулою:

$$i = \frac{\omega_d}{\omega} = \frac{M_n}{M_{дтр} \eta}, \quad (7.2)$$

де ω_d – номінальна кутова швидкість двигуна; ω – кутова швидкість вихідного валу перетворювача руху; $M_{дтр}$ – необхідний крутний момент на валу двигуна; M_n – момент опору на вихідному валу ступеня рухливості від невірноваженості мас вихідної системи рухомих ланок B, C, D виконавчого пристрою, розташованих за ступенем рухливості, що розглядається, і об'єкта разом.

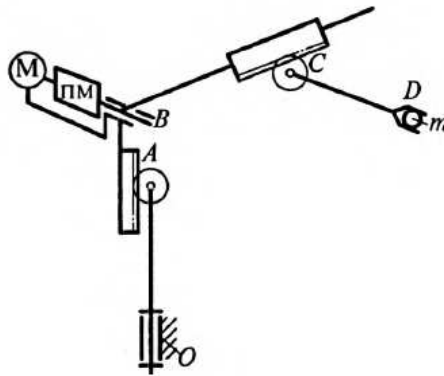


Рисунок 7.1 – Кінематична схема маніпулятора

Для приводу поступального ступеня рухливості A (рис. 7.1) при перетворенні обертального руху на поступальне:

$$i = \frac{\omega_d}{V} = \frac{F_n}{M_{дтр} \eta}, \quad (7.3)$$

де V – лінійна швидкість функціональної ланки поступального ступеня рухливості; F_n – сила опору на функціональній ланці ступеня рухливості від невірноваженості маси вихідної рухомої системи ланок A, B, C, D виконавчого пристрою та об'єкта.

Для приводу обертального ступеня рухливості C (рис. 7.1) при перетворенні поступального руху в обертальний:

$$i = \frac{V_d}{\omega} = \frac{M_n}{F_{дтр} \eta}, \quad (7.4)$$

де $F_{дтр}$ – необхідна сила на рухомій ланці двигуна лінійного переміщення; V_d – номінальна лінійна швидкість рухомої ланки двигуна.

Вибір передатного відношення залежить від закону зміни швидкості ω . Трапецеїдальний закон зміни швидкості характерний для приводів, в яких момент інерції навантаження J_n перевищує власний момент інерції оберткових час-

тин двигуна J_d з урахуванням приведеного до валу двигуна моменту інерції перетворювача руху відповідного ступеня рухливості:

$$\frac{J_n}{i^2 J_d} > 1 \quad (7.5)$$

Зазвичай $J_d \approx (1,1-1,3)J_p$, де J_p – момент інерції ротора двигуна, значення якого наводиться в каталогах двигунів.

Якщо відношення $\frac{J_n}{i^2 J_d} \leq 1$, то передатне відношення привода визначають за формулою:

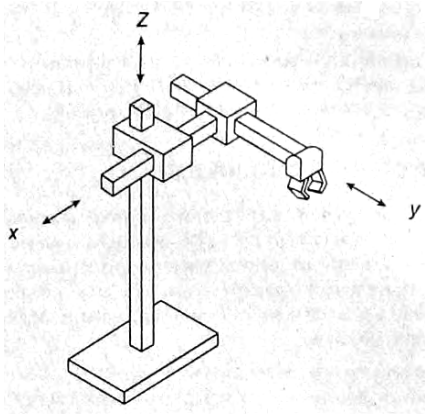
$$i = \sqrt{\frac{J_n}{J_d}} \quad (7.6)$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

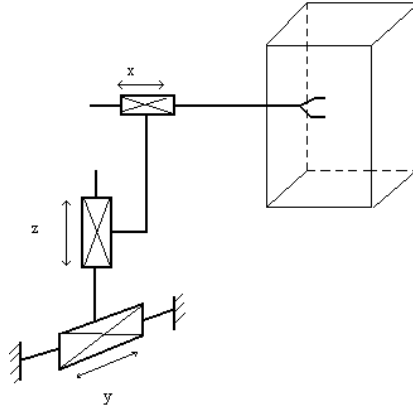
1. Васи́лега П. О. Электропривод рабочих машин : підручник / П. О. Васи́лега. – Суми : Сумський державний університет, 2022. – 290 с.
2. Егоров О.Д. Конструирование механизмов роботов. Учебник / О.Д. Егоров. – М.: Абрис, 2012.– 444 с.
3. Бурдаков С.Ф. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов : учеб. пособ. для студентов вузов, обучающихся по спец. «Робототехнические системы» / С.Ф. Бурдаков, В.А. Дьяченко, А.Н. Тимофеев – М.: Высш. шк., 1986. – 264 с.
4. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – / Ю.Г. Козырев. – М.: Машиностроение, 1988.– 392 с.

ДОДАТКИ

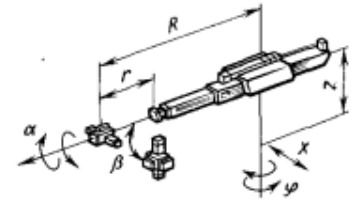
Додаток А



Зовнішній вигляд робота



Кінематична схема
і робоча зона



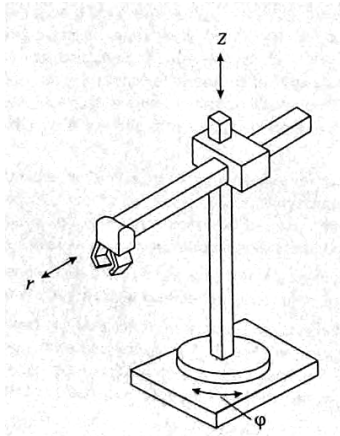
Основні рухи руки
робота

Маніпулятор з прямокутною системою координат (табл. А.1)

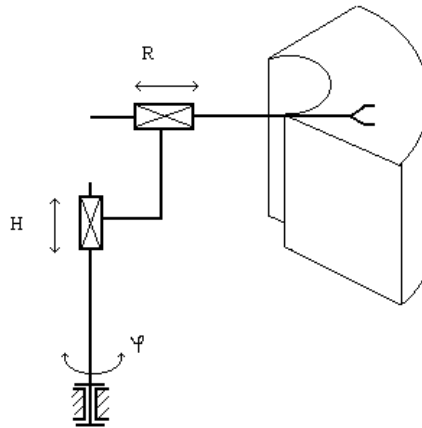
Таблиця А.1. Вихідні дані маніпулятора з прямокутною системою координат

Варіант	Вантажопідйомність, m , кг	Максимальний радіус дії, R , м	Лінійне перемі- щення z , м		Лінійна швидкість z , м/с		Лінійне перемі- щення x , м		Лінійна швидкість x , м/с		Лінійне перемі- щення r , м		Лінійна швидкість r , м/с	
			а		б		в		г		д			
1	1	0,905	0,05	0,5	0,3	0,6	0,4	1,0						
2	1,5	1,8	0,3	0,5	0,25	0,5	1,3	0,67						
3	4	1,34	0,1	0,3	0,4	0,5	0,4	1,0						

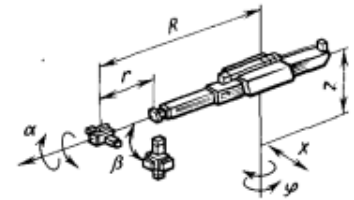
Додаток Б



Зовнішній вигляд
робота

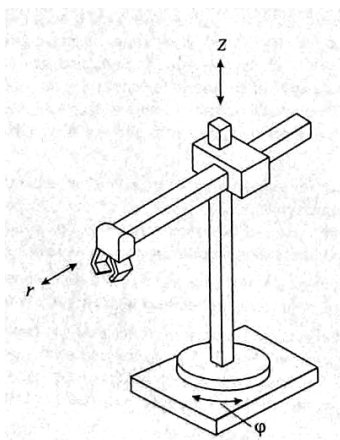


Кінематична схема
і робоча зона

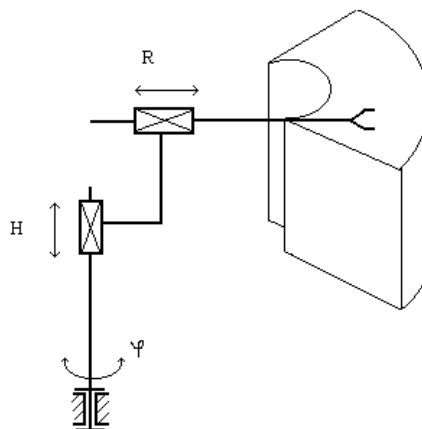


Основні рухи руки робота

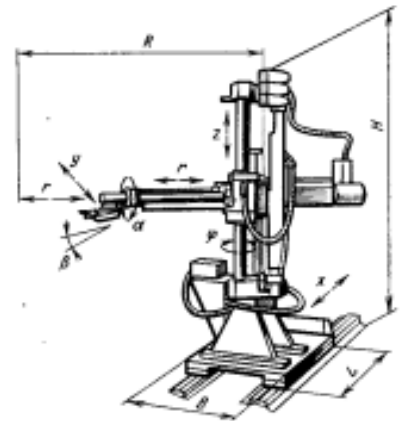
Маніпулятор з циліндричною системою координат (табл. Б.1)



Зовнішній вигляд
робота



Кінематична схема
і робоча зона



Основні рухи руки робота

Маніпулятор з циліндричною системою координат (табл. Б.2)

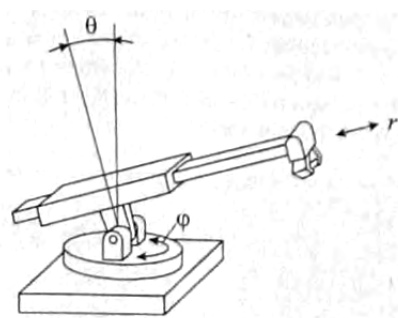
Таблиця Б. 1. Вихідні дані маніпулятора з циліндричною системою координат

Варіант	Вантажопідйомність, m , кг	Максимальний радіус дії, R , м	Кутове перемі- щення φ , град		Лінійне перемі- щення z , м		Лінійне перемі- щення r , м	
			Кутова швидкість φ , град/с	Кутова швидкість φ , град/с	Лінійна швидкість z , м/с	Лінійна швидкість z , м/с	Лінійна швидкість r , м/с	Лінійна швидкість r , м/с
			а		б		в	
1	0,2	0,35	120	120	0,03	0,1	0,15	0,3
2	0,3	0,91	90	120	0,05	0,5	0,255	0,6
3	1,25	1,25	180	360	0,08	0,9	0,5	1,5
4	2	0,625	90	90	0,125	0,1	0,1	0,1
5	2	1,1	160	160	0,08	0,5	0,5	1,0
6	4	1,4	120	120	0,15	0,2	0,5	1,0
7	5	1,4	240	120	0,15	0,5	0,6	1,0
8	5	1,38	150	90	0,15	0,5	0,6	0,8
9	6	1,5	180	160	0,1	0,3	0,6	0,6
10	10	2,314	180	90	0,15	0,5	0,8	1,5
11	10	1,235	180	90	0,15	0,5	0,5	0,5
12	15	1,1	180	90	0,25	0,25	0,6	1,0
13	20	1,68	120	90	0,1	0,7	0,6	1,0
14	20	1,6	180	20	0,16	0,5	0,63	1,0
15	25	1,285	210	50	0,6	0,2	0,7	0,4
16	15	1,4	250	100	0,35	0,56	1,0	1,0
17	9	1,0	90	225	0,1	0,5	0,5	0,75
18	25	1,65	220	60	0,6	0,4	0,5	0,5
19	40	1,185	240	60	0,25	0,25	0,5	0,35
20	50	1,6	220	90	1,2	0,4	1,1	0,5
21	10	1,1	220	60	0,3	0,5	0,25	0,5
22	15	1,66	360	90	0,5	0,3	1,1	1,0
23	20	1,248	240	90	0,3	0,5	0,3	0,5

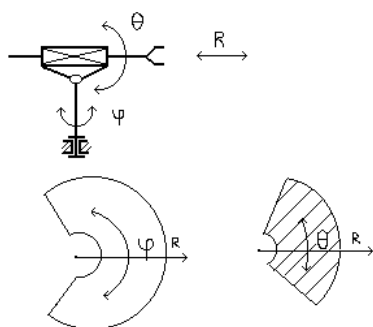
Таблиця Б.2. Вихідні дані маніпулятора з циліндричною системою координат

Варіант	Вантажопідйомність, m , кг	Максимальний радіус дії, R , м	Кутове перемі- щення φ , град		Лінійне перемі- щення z , м		Лінійна швидкість r , м/с	
			Кутова швидкість $\dot{\varphi}$, град/с	Лінійна швидкість \dot{z} , м/с	Лінійне перемі- щення r , м	Лінійна швидкість \dot{r} , м/с		
			а		б		в	
1	1	1,0	250	60	0,4	0,2	0,5	0,5
2	5	1,1	240	45	0,5	0,3	0,5	0,5
3	7	1,3	270	90	0,6	0,3	0,6	0,3
4	63	1,495	240	30	0,6	0,3	0,625	0,3
5	20	2,16	300	60	0,5	0,5	1,1	1,0
6	40	0,672	270	60	0,76	0,2	0,76	0,5
7	250	1,58	315	45	1,5	0,5	0,76	0,5
8	20	2,16	210	60	0,5	0,5	1,1	1,0
9	20	1,75	220	60	0,8	0,8	0,8	0,8
10	20	1,2	180	120	0,575	0,5	0,75	0,5
11	40	1,5	180	30	0,15	0,25	0,8	0,8
12	60	2,5	300	60	1,0	0,5	1,17	0,6
13	23	0,762	180	100	0,305	0,9	0,56	0,9
14	45	1,524	220	90	0,762	0,9	0,762	0,9
15	68	2,134	220	90	0,762	0,9	1,067	0,9
16	2	1,1	180	90	0,15	0,5	0,3	0,1
17	10	0,9	180	90	0,15	0,3	0,5	0,6
18	20	2,29	300	60	0,8	0,5	1,1	0,5
19	5	1,25	270	180	0,15	0,5	0,5	1,0
20	5	1,137	180	180	0,5	0,9	0,7	0,7
21	45	1,121	240	90	0,762	0,912	1,067	0,912
22	30	1,15	240	40	0,7	0,7	0,5	0,25
23	30	1,13	240	90	0,76	1,0	0,76	1,0
24	20	1,5	240	80	0,7	1,0	1,0	1,0
25	20	1,27	240	50	0,5	0,26	0,5	0,29
26	25	1,03	220	24	0,7	0,5	0,7	0,5
27	30	1,5	240	80	0,7	1,0	1,0	1,0
28	30	0,63	180	90	0,15	0,15	0,05	0,05
29	50	1,0	220	90	0,45	0,25	0,5	0,35
30	30	1,779	200	90	0,75	0,5	1,0	0,5
31	100	1,295	240	45	0,8	0,25	0,8	0,25
32	60	1,25	250	100	0,8	0,5	1,05	1,0
33	60	2,0	140	60	0,7	0,5	0,1	0,6

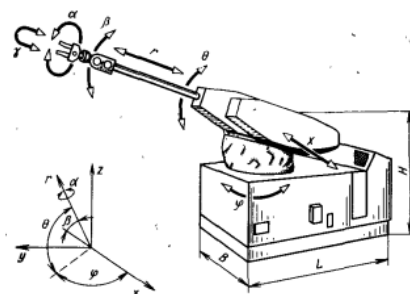
Додаток В



Зовнішній вигляд робота



Кінематична схема
і робоча зона



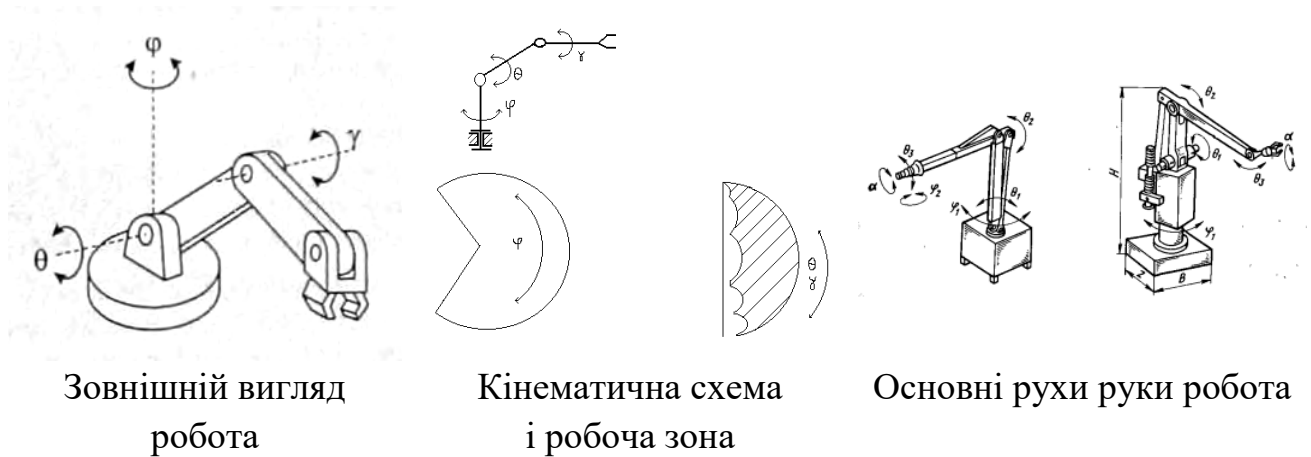
Основні рухи руки робота

Маніпулятор зі сферичною системою координат

Таблиця В. 1. Вихідні дані маніпулятора зі сферичною системою координат

Варіант	Вантажопідйомність, <i>m</i> , кг	Максимальний радіус дії, <i>R</i> , м	Кутове перемі-	Кутова швидкість <i>φ</i> , град/с	Кутове перемі-	Кутова швидкість <i>Θ</i> , град/с	Лінійне перемі-	Лінійна швидкість <i>r</i> , м/с
			щення <i>φ</i> , град		щення <i>Θ</i> , град		щення <i>r</i> , м	
			а	б		в		
1	16	1,525	180	60	12	60	0,6	1,0
2	20	1,975	220	40	50	40	1,0	0,8
3	50	1,81	340	36	50	20	0,9	0,9
4	60	2,3	220	110	57	60	0,8	0,75
5	175	2,929	200	65	50	35	1,3	0,75
6	13,6	2,05	82	30	48	30	0,882	0,15
7	60	2,98	210	86	50	37	1,3	1,0
8	34	2,541	270	90	20	15	1,06	1,0
9	45	2,541	270	90	20	15	1,47	1,0
10	10	1,9	220	90	30	30	0,7	0,7
11	35	2,426	220	110	57	30	0,895	0,625
12	50	1,975	220	110	60	30	1,0	0,75
13	80	1,75	220	60	90	60	0,8	0,6

Додаток Г



Маніпулятор з кутовою системою координат

Таблиця Г. 1. Вихідні дані маніпулятора з кутовою системою координат

Варіант	Вантажопідйомність, <i>m</i> , кг	Максимальний радіус дії, <i>R</i> , м	Кутове переми- щення Φ_1 , град		Кутова швидкість Φ_1 , град/с		Кутове переми- щення Θ_1 , град		Кутова швидкість Θ_1 , град/с	
			а		б		в			
1	5	0,7	300	90	75	90	75	90		
2	30	1,8	300	90	75	90	75	90		
3	60	1,9	300	90	75	90	75	90		
4	30	1,76	360	60	60	30	60	60		
5	63	1,9	330	90	110	33	180	57		
6	80	1,72	270	90	70	90	75	90		
7	25	2,1	90	60	60	60	135	60		
8	50	2,6	270	60	100	60	110	60		
9	136	1,27	180	45	160	90	155	90		