

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
КРЕМЕНЧУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ МИХАЙЛА ОСТРОГРАДСЬКОГО  
ІНСТИТУТ ЕЛЕКТРОМЕХАНІКИ, ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ І СИСТЕМ  
УПРАВЛІННЯ



МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
ЩОДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ  
З НАВЧАЛЬНОЇ ДИСЦИПЛІНИ  
**«ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ»**  
ДЛЯ СТУДЕНТІВ ДЕННОЇ ТА ЗАОЧНОЇ ФОРМ НАВЧАННЯ  
ЗІ СПЕЦІАЛЬНОСТІ  
141 – «ЕЛЕКТРОЕНЕРГЕТИКА, ЕЛЕКТРОТЕХНІКА ТА  
ЕЛЕКТРОМЕХАНІКА»  
ЗА СПЕЦІАЛІЗАЦІЄЮ  
«ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ЕНЕРГОСМНИХ ВИРОБНИЦТВ»  
ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»  
(ЧАСТИНА 1)

КРЕМЕНЧУК 2017

Методичні вказівки щодо практичних занять з навчальної дисципліни «Проектування електромеханічних систем» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 141 – «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» за спеціалізацією «Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв» освітнього ступеня «Магістр» (Частина 1)

Укладач                      старш. викл. М. Ю. Юхименко

Рецензент                    к. т. н., доц. Т. В. Коренькова

Кафедра систем автоматичного управління та електропривода

Затверджено методичною радою Кременчуцького національного університета імені Михайла Остроградського

Протокол «\_\_\_» від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2017 р.

Голова методичної ради \_\_\_\_\_ проф. В. В. Костін

## ЗМІСТ

Вступ .....	4
1 Перелік практичних занять .....	6
Практичне заняття № 1 Проектний розрахунок параметрів електромеханічної системи транспортувального пристрою з перетворювачем частоти .....	6
Практичне заняття № 2 Проектний розрахунок параметрів електромеханічної системи поворотного стола металорізального верстата .....	19
Практичне заняття № 3 Складання проекту передавального пристрою з кривошипно-шатунним механізмом .....	28
2 Критерії оцінювання знань студентів .....	39
Список літератури .....	40
Додаток А Довідкові дані для вибору параметрів механічної частини ЕМС .....	41

## ВСТУП

Вивчення навчальної дисципліни «Проектування електромеханічних систем» зумовлене метою навчання, що відповідно до кваліфікаційної характеристики спеціальності 141 – «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», полягає у підготовці фахівців з електромеханіки, здатних самостійно і творчо розв'язувати завдання розробки, використання і експлуатації сучасних електромеханічних систем, що забезпечують ефективне функціонування технологічного обладнання і систем автоматизації промислових установок і технологічних комплексів на їх базі. Здатних виконувати проектування систем керування електроприводами, обґрунтовано вибирати елементну базу і технічні засоби технологічних комплексів; одержання практичних навичок розробки алгоритмів функціонування і оптимізації режимів роботи електромеханічних систем; загальне сприяння закріпленню та поглибленню теоретичних знань з питань системного проектування електромеханічних систем.

Метою навчальної дисципліни «Проектування електромеханічних систем» є поглиблення спеціальної підготовки спеціалістів – електромеханіків, отримання студентами необхідного обсягу теоретичних знань щодо принципів побудови сучасного електромеханічного обладнання, вимог до його складових частин, обґрунтованого вибору принципових технічних рішень під час проектування, тенденцій розвитку сучасних систем автоматизованого електроприводу та його елементної бази.

Навчальна дисципліна «Проектування електромеханічних систем» базується на знанні предметів: «Теорія електроприводу», «Мікроелектронні пристрої електромеханічних систем», «Теорія автоматичного керування» та ін.

Після вивчення навчальної дисципліни студент повинен

**знати:**

– основні складові процесу проектування електромеханічних систем, декомпозицію процесу проектування;

- зміст етапів проектування автоматизованих електромеханічних систем;
- методи математичного опису складних електромеханічних систем і їх складових;

- правила складання технічного завдання на проектування і оформлення конструкторської документації;

- основні правила вибору оптимальних проектних рішень;

- особливості стандартизації та уніфікації електромеханічних систем і їх складальних одиниць під час виконання вимог технічного завдання;

- склад і призначення технічних засобів автоматизованого проектування;

- перспективи розвитку сучасних електромеханічних систем;

**уміти:**

- складати і аналізувати моделі динаміки руху промислових електромеханічних систем;

- проводити відбір даних, потрібних для розв'язання завдань керування електромеханічними системами (у тому числі й задач з неоднозначною постановкою);

- правильно вибирати структуру систем керування електромеханічними системами і алгоритми їх роботи;

- аналізувати залежність розв'язання завдань від параметрів, що містять завдання, і від варіантів постановки;

- раціонально використовувати сучасну елементу базу силової перетворювальної техніки для реалізації енергетичного електромеханічних систем.

# 1 ПЕРЕЛІК ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

## Практичне заняття № 1

**Тема. Вибір проектних рішень і розрахунків параметрів електромеханічної системи транспортувального пристрою**

**Мета:** набуття навичок проектного розрахунку електромеханічної системи транспортувального пристрою.

### Короткі теоретичні відомості

Вибір приводного двигуна промислового механізму визначається потужністю, необхідною для реалізації механізмом певного закону руху. Повна потужність будь-якої системи електроприводу складається зі статичної та динамічної потужності. Статична потужність – це потужність, необхідна для пересування з постійною швидкістю. Вона залежить насамперед від сил тертя та тяжіння. На відміну від цього динамічна потужність – це потужність, що витрачається на прискорення і затримку. Обидві ці складові в різних системах приводу проявляються по-різному.

Статична потужність  $P_c$  ураховує всі сили, що діють під час руху без прискорення. Основні з них:

- сила тертя кочення;
- сили тертя різних елементів;
- сила тяжіння на підйомах;
- сила аеродинамічного опору.

$$P_c = \frac{F_F \cdot V}{\eta}, \quad (1.1)$$

де  $\eta$  – загальний ККД приводної системи, що складається з ККД редуктора  $\eta_p$  і ККД зовнішніх передавальних елементів  $\eta_n$ . Значення ККД різних передавальних елементів указані в таблиці Б.1 (додаток Б).

Циліндрова і конічна зубчата передача.

ККД редуктора з циліндровими або конічними шестернями можна прийняти  $\eta_p = 0,98$  для кожного ступеня (наприклад, 3-ступеневий редуктор:

$\eta_p = 0,94$ ). ККД черв'ячних редукторів з урахуванням передавального числа можна взяти з таблиці Б.1 (додаток Б). У разі, якщо не відомий попередньо тип редуктора, приймається середнє значення для 2-х або 3-ступеневого редуктора  $\eta_p = 0,95$ .

ККД навантаження

ККД навантаження залежить від виду передавальних елементів після редуктора (наприклад, ланцюги, ремені, троси, зубчаті елементи і т. д.).

За таблицею Б.2 (додаток Б): ККД ланцюгової передачі  $\eta_{\Pi} = 0,90 \dots 0,96$ .

За відсутності точніших даних беруть мінімальне значення ( $\eta_{\Pi} = 0,90$ ).

Загальний ККД  $\eta_3 = \eta_p \cdot \eta_{\Pi} = 0,95 \cdot 0,9 = 0,85$ .

ККД зі зворотним навантаженням

Значення ККД за наявності зворотного навантаження можна розрахувати за наступною формулою:  $\eta' = 2 - \frac{1}{\eta}$ .

Звідси випливає, що для ККД 50 % (0,5) і менше зворотне навантаження зводить ККД редуктора до 0 (ефект статичного самогальмування).

Динамічна потужність

Динамічною називається потужність, що витрачається на прискорення всієї системи (навантаження, передавальні елементи, редуктор і двигун). У нерегульованих приводах двигун створює динамічний момент, який і прискорює цю систему. Чим вищий цей момент, тим більше прискорення.

Загалом моментом інерції передавальних елементів і редуктора можна знехтувати. Момент інерції ротора двигуна заздалегідь невідомий, оскільки параметри двигуна ще не визначені. Тому потужність двигуна може бути лише приблизно розрахована за динамічною потужністю під час прискорення механічного навантаження на валу двигуна.

Разом з тим, оскільки в приводах звичайних транспортних пристроїв співвідношення моментів інерції навантаження і ротора двигуна достатньо велике, то повна потужність двигуна може бути з достатньою точністю розрахована за вже наявними даними.

## Приклади виконання завдання

**Задача 1.** За вихідними даними необхідно розрахувати проектні параметри асинхронного електроприводу з гальмом і циліндрового редуктора:

- маса візка:  $m_0 = 1500$  кг;
- маса вантажу:  $m_{в.} = 1500$  кг;
- швидкість:  $V = 0,5$  м/с;
- діаметр колеса:  $D = 250$  мм;
- діаметр цапфи:  $d = 60$  мм;
- пара тертя: сталь/сталь;
- коефіцієнт сили тертя кочення: сталь/сталь,  $f = 0,5$  мм;
- коефіцієнт тертя обода і реборди колеса (з опорою в підшипниках кочення)  $c = 0,003$ ;
- коефіцієнт тертя в підшипниках: (підшипники кочення)  $\mu = 0,005$ ;
- проміжна передача: ланцюгова,  $i_v = 27/17 = 1,588$ ;
- діаметр зірочки (веденої):  $d_0 = 215$  мм;
- ККД навантаження:  $\eta_n = 0,90$ ;
- тривалість вмикання (ТВ): 40 %.
- кількість вмикань за годину: 75 за годину з вантажем і 75 на годину без вантажу, однозмінна робота, 8 годин на добу.

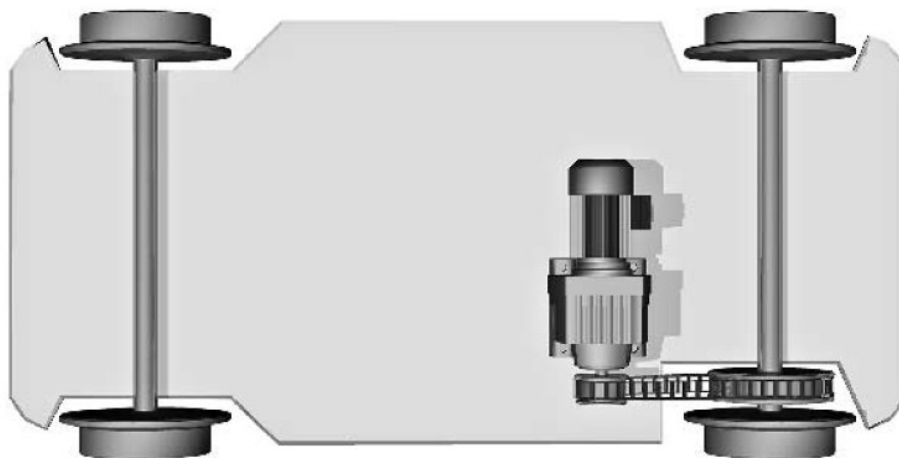


Рисунок 1.1 – Загальний вигляд приводу транспортувального пристрою



## Розв'язок

Сила опору кочення:

$$F_c = m \cdot g \cdot \left( \frac{2}{D} \cdot \left( \mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right). \quad (1.1)$$

$$- \text{ з вантажем } F_{c.в.} = 3000 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{2}{250} \cdot \left( 0,005 \cdot \frac{60}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right) = 241 \text{ Н};$$

$$- \text{ без вантажу } F_{c.0} = 1500 \cdot 9,81 \cdot \left( \frac{2}{250} \cdot \left( 0,005 \cdot \frac{60}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right) = 120,5 \text{ Н}.$$

Для розрахунку опору коченню не істотно, скільки використовується коліс.

Статична потужність:

$$- \text{ з вантажем } P_{c.в.} = \frac{241 \cdot 0,5}{0,85} = 142 \text{ Вт} = 0,142 \text{ кВт};$$

$$- \text{ без вантажу } P_{c.0} = \frac{120,5 \cdot 0,5}{0,85} = 71 \text{ Вт} = 0,071 \text{ кВт}.$$

Обчислена статична потужність наведена до вала двигуна.

Повна потужність:

$$P_{\Sigma} = P_c + P_d + P_{дв.} \quad (1.2)$$

$$P_{\Sigma} = \frac{m \cdot a \cdot V}{\eta_{\Sigma}} + P_{дв.} + \frac{F_c \cdot V}{\eta_{\Sigma}}, \quad (1.3)$$

де  $P_{\Sigma}$  – повна потужність;  $P_d$  – динамічна потужність на прискорення навантаження;  $P_{дв.}$  – динамічна потужність двигуна;  $P_c$  – статична потужність;  $\eta_{\Sigma}$  – загальний ККД.

Значення допустимого прискорення під час розгону  $a_p$  поки невідоме і підлягає розрахунку. Умова розрахунку цього значення – відсутність пробуксовування приводних коліс.

Буксування має місце в тому випадку, якщо окружне зусилля  $F_{ок.}$  на колесі перевищує силу тертя  $F_{тр.}$ .

### Окружне зусилля

Граничний випадок:

$$F_{\text{ок.}} = m \cdot a = F_{\text{тр.}} = m' \cdot g \cdot \mu_0, \quad (1.4)$$

де  $m'$  – маса навантаження на приводні колеса, у разі з двома приводними колесами  $m' = \frac{m}{2}$   $\mu_0 = 0,15$  (коефіцієнт зчеплення пари сталь/сталь, табл. Б.3 у додатку Б). Допустиме прискорення:

$$a_p = \frac{1}{2} \cdot g \cdot \mu_0 = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,15 = 0,74 \text{ м/с}^2.$$

Якщо прискорення  $a$  менше за допустиме прискорення  $a_p$ , то колеса не пробуксовують.

Повна потужність (без урахування динамічної потужності двигуна).

$$- \text{ з вантажем } P_{\Sigma \text{ в.}} = \frac{3000 \cdot 0,74 \cdot 0,5}{0,85} + \frac{241 \cdot 0,5}{0,85} = 1448 \text{ Вт};$$

$$- \text{ без вантажу } P_{\Sigma 0} = \frac{1500 \cdot 0,74 \cdot 0,5}{0,85} + \frac{120,5 \cdot 0,5}{0,85} = 724 \text{ Вт.}$$

### **Плавне прискорення**

Пробуксовка приводних коліс з великими прискореннями недопустима. Тому вибирається 2-полюсний двигун. Співвідношення моментів інерції зовнішнього навантаження і ротора такого двигуна менше, ніж для двигунів з більшим числом пар полюсів, тому на розгін двигуна до високої частоти обертання потрібно більше енергії. Отже, процес прискорення двигуна відбувається більш плавно.

### **Динамічний момент**

Для 2-полюсних двигунів цього класу потужності динамічний момент  $M_d$  у 2 рази більше номінального моменту. Використане в розрахунках значення прискорення є максимально допустимим, тому вибираємо двигун, номінальна потужність якого менша за повну потужність  $P_{\Sigma}$ , отриману для випадку руху без вантажу.

Вибраний двигун DT71D2 /BM з такими номінальними даними:

$$- P_n = 0,55 \text{ кВт};$$

$$- n_n = 2700 \text{ об/хв.};$$

- $M_K/M_H = 1,9$ ;
- $J_d = 5,51 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ .

### Перевірковий розрахунок

Попередні обчислення проводилися без урахування даних двигуна. Тому необхідний детальний перевірковий розрахунок з використанням цих даних.

#### Режим розгону

Зовнішній момент інерції, приведений до вала двигуна (рух без вантажу):

$$J_x = 91,2 \cdot m \cdot \left( \frac{V}{n_H} \right)^2 = 91,2 \cdot 1500 \cdot \left( \frac{0,5}{2700} \right)^2 = 0,0047 \text{ кг}\cdot\text{м}^2. \quad (1.5)$$

Номінальний момент  $M_H = \frac{P_H \cdot 9550}{\eta_H} = \frac{0,55 \cdot 9550}{2700} = 1,95 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Динамічний момент  $M_d = 1,9 \cdot M_H = 3,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

Момент завантаження під час руху без вантажу:

$$M_{H.0} = \frac{F_c \cdot V \cdot 9,55}{n_H} = \frac{120,5 \cdot 0,5 \cdot 9,55}{2700} = 0,22 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Момент навантаження під час руху з вантажем:

$$M_{H.B.} = \frac{F_c \cdot V \cdot 9,55}{n_H} = \frac{241 \cdot 0,5 \cdot 9,55}{2700} = 0,43 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Час розгону без вантажу:

$$t_p = \frac{\left( J_M + \frac{J_x}{\eta} \right)}{9,55 \cdot (M_H - M_L)} = \frac{\left( 0,000551 + \frac{0,0047}{0,85} \right) \cdot 2700}{9,55 \cdot (3,7 - 0,25)} = 0,49 \text{ с}.$$

Прискорення під час розгону без вантажу  $a_p = \frac{V}{t_p} = \frac{0,5}{0,49} = 1,02 \text{ м/с}^2$ .

Прискорення під час розгону без вантажу неприпустимо велике. Шляхом збільшення моменту інерції ротора двигуна (наприклад, за рахунок установки інерційної крильчатки) це прискорення можна зменшити. Проте при цьому зменшується кількість вмикань за годину. Окрім того, прискорення можна зменшити, якщо вибрати двигун меншої потужності.

## Інерційна крильчатка

Повторний перевіровий розрахунок для двигуна з інерційною крильчаткою (рух без вантажу) ( $J_Z = 0,002 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ ):

$$t_p = \frac{\left( J_d + J_Z + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_H}{9,55 \cdot \left( M_{\text{макс.}} - \frac{M_c}{\eta} \right)} = \frac{\left( 0,0047 + \frac{0,0047}{0,85} \right) \cdot 2700}{9,55 \cdot \left( 3,7 - \frac{0,22}{0,85} \right)} = 0,71 \text{ с.}$$

$$\text{Прискорення під час розгону } a_p = \frac{V}{t_p} = \frac{0,5}{0,71} = 0,7 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення при розгоні без вантажу – у допустимому діапазоні, тому вибраний двигун – придатний.

## Час і прискорення під час розгону без вантажу

Час розгону:

$$t_p = \frac{\left( J_d + J_Z + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_H}{9,55 \cdot \left( M_H - \frac{M_L}{\eta} \right)} = \frac{\left( 0,000551 + 0,002 + \frac{0,0094}{0,85} \right) \cdot 2700}{9,55 \cdot \left( 3,7 - \frac{0,43}{0,85} \right)} = 1,2 \text{ с.}$$

$$\text{Прискорення під час розгону без вантажу } a_p = \frac{V}{t_p} = \frac{0,5}{1,2} = 0,41 \text{ м/с}^2.$$

Довжина шляху розгону

$$S_p = \frac{1}{2} \cdot t_p \cdot V \cdot 1000 = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 0,5 \cdot 1000 = 300 \text{ мм.}$$

Допустима кількість вмикань на годину:

$$Z_{\text{доп.}} = Z_0 \cdot \frac{1 - \frac{M_L}{M_H \cdot \eta}}{\frac{J_M + J_Z + \frac{J_X}{\eta}}{J_d}} \cdot K_P \text{ [вм./год.]}$$

Кількість вмикань двигуна з гальмівним випрямлячем ВГЕ за каталогом (рух без вантажу).

$$Z_0 = 4600 \text{ вм./год.}$$

$$\frac{P_c}{P_H} = \frac{0,142}{0,55} \approx 0,25 \quad 40\% \text{ ТВ} \quad \rightarrow \quad K_p = 0,7$$

$$Z_{\text{доп.}} = 4600 \cdot \frac{1 - \frac{0,43}{3,7 \cdot 0,85}}{\frac{(0,000551 + 0,002) + \frac{0,0094}{0,85}}{0,000551}} \cdot 0,7 = 112 \text{ в.м./год.}$$

Без вантажу:

$$\frac{P_c}{P_H} = \frac{0,071}{0,55} \approx 0,13 \quad 40\% \text{ ТВ} \quad \rightarrow \quad K_p = 0,85,$$

$$Z_{\text{б.в.}} = 4600 \cdot \frac{1 - \frac{0,22}{3,7 \cdot 0,85}}{\frac{(0,000551 + 0,002) + \frac{0,0047}{0,85}}{0,000551}} \cdot 0,85 = 247 \text{ в.м./год.}$$

За наступною формулою можна отримати допустиму кількість вмикань за один цикл для комбінації однакової кількості поїздок з вантажем і без вантажу:

$$Z_c = \frac{Z_{\text{в.}} \cdot Z_{\text{б.в.}}}{Z_{\text{в.}} + Z_{\text{б.в.}}} = \frac{112 \cdot 247}{112 + 247} = 77 \text{ в.м./год.},$$

де  $Z_c$  – кількість вмикань за цикл;  $Z_{\text{в.}}$  – допустима кількість вмикань з вантажем;  $Z_{\text{б.в.}}$  – допустима кількість вмикань без вантажу.

Необхідна умова – 75 поїздок на годину – виконується.

### Режим гальмування

Прискорення та уповільнення за абсолютною величиною однакові. При цьому слід ураховувати, що гальмівний момент підтримується опором коченню і відповідним моментом навантаження.

Гальмівний момент:

$$M_{\Gamma} \approx M_H - 2 \cdot M_L \cdot \eta = 3,7 - 2 \cdot 0,43 - 0,85 \approx 2,8 \text{ Н.м.}$$

Час гальмування:

$$t_{\Gamma} = \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M}{9,55 \cdot (M_B + M_c \cdot \eta)} = \frac{(0,000551 + 0,002 + 0,0094 \cdot 0,85) \cdot 2700}{9,55 \cdot (2,5 + 0,43 \cdot 0,85)} = 1,0 \text{ с.}$$

Уповільнення під час гальмування:

$$a_{\Gamma} = \frac{V}{t_{\Gamma}} = \frac{0,5}{1} = 0,5 \text{ м/с}^2.$$

Довжина гальмівного шляху:

$$S_{\Gamma} = 10^3 \cdot 0,3 \cdot \frac{3000}{2680} \cdot \frac{750}{3000} \cdot \left( 0,015 \cdot \frac{750 + \frac{121}{2}}{750} + \frac{1}{2} \cdot 0,03 \cdot \frac{750 + 121}{750} \right) = 2,8 \text{ мм.}$$

$t_2 = t_{2II} = 0,005 \text{ с}$  – час реакції гальма під час відключення ланцюгами постійного і змінного струму.

Точність гальмування:

$$X_{\Gamma} = \pm 0,12 \cdot s_B = \pm 0,12 \cdot 252,5 = \pm 30,3 \text{ мм.}$$

Енергія гальмування перетвориться на теплову енергію під час тертя гальмівних накладок і є мірою їх зносу.

З вантажем:

$$W_{\Gamma.В.} = \frac{M_B}{M_B + M_L \cdot \eta} \cdot \frac{(J_M + J_Z + J_X \cdot \eta) \cdot n_M^2}{182,5}.$$

$$W_{BL} = \frac{2,5}{(2,5 + 0,43 \cdot 0,85)} \cdot \frac{(0,000551 + 0,002 + 0,0094 \cdot 0,85) \cdot 2700^2}{182,5} = 368 \text{ Дж.}$$

Без вантажу:

$$W_{\Gamma.0} = \frac{2,5}{(2,5 + 0,22 \cdot 0,85)} \cdot \frac{(0,000551 + 0,002 + 0,0047 \cdot 0,85) \cdot 2700^2}{182,5} = 244 \text{ Дж.}$$

Рух візка з вантажем чергується з його рухом без вантажу, тому для розрахунку терміну служби гальма береться середнє значення енергії гальмування  $W_{\Gamma}$ .

Енергія гальмування:

$$W_{\Gamma} = \frac{W_{\Gamma.В.} + W_{\Gamma.0}}{2} = \frac{368 + 244}{2} = 306 \text{ Дж.}$$

Термін служби гальма:

$$L_{\Gamma} = \frac{W_N}{W_B \cdot Z} = \frac{120 \cdot 10^6}{306 \cdot 150} = 2600 \text{ год.}$$

Після 2600 відпрацьованих годин (близько року за умов роботи 8 годин на добу) необхідне, як мінімум, регулювання гальма і перевірка гальмівного диска.

### Розрахунок параметрів редуктора

Частота обертання вихідного вала:

$$n_B = 19,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot i_v = 19,1 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,5}{250} \cdot \frac{27}{17} = 60,7 \text{ об/хв.}$$

Передатне число редуктора:

$$i = \frac{n_H}{n_B} = \frac{2700}{60,7} = 44,5.$$

### Експлуатаційний коефіцієнт

Для експлуатації 8 годин на добу зі 150 поїздками на годину (тобто 300 процесів розгону і гальмування на годину) за діаграмою «Необхідний експлуатаційний коефіцієнт  $f_B$ » (рис. 1.3) визначаємо експлуатаційний коефіцієнт:

$$\frac{J_x}{J_d + J_z} = \frac{0,0094}{(0,000551 + 0,002)} = 3,68 \Rightarrow \text{характер навантаження 3 } f_B = 1,45.$$

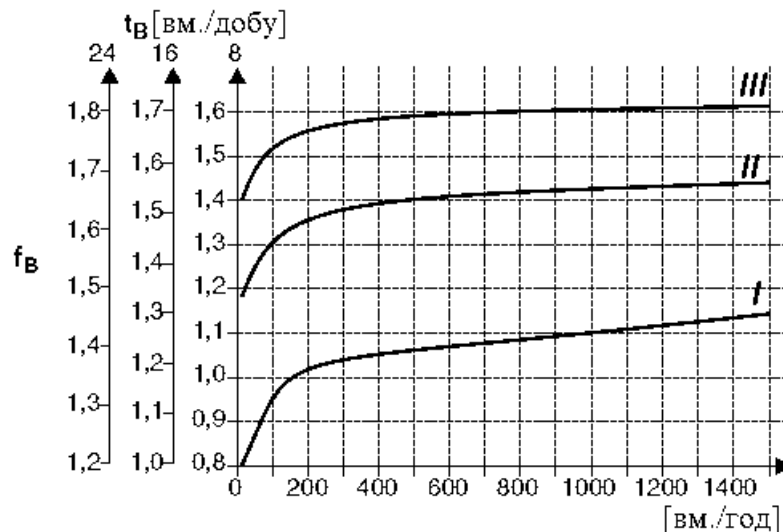


Рисунок 1.3 – Необхідний експлуатаційний коефіцієнт  $f_B$  для редукторів

При коефіцієнті інерції  $> 20$ , що для транспортних пристроїв не рідкість, люфт у приводній системі має бути якомога менше. Інакше при роботі від електромережі можливе пошкодження редуктора.

### Базова величина

Базовою величиною для розрахунку параметрів редуктора завжди є номінальна потужність двигуна.

$$M_a = \frac{P_n \cdot 9550}{n_a} = \frac{0,55 \cdot 9550}{60,7} = 86,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Відповідний редуктор: R27 з  $n_a = 60$  об/хв і  $M_{\text{amax}} = 130$  Н·м. При цьому обертальний момент на вихідному валу  $M_a$  (розрахований за номінальною потужністю двигуна), експлуатаційний коефіцієнт  $f_B$  і зовнішнє радіальне навантаження  $F_Q$  складають:

- обертальний момент на вихідному валу:

$$M_{\text{вих}} = \frac{0,55 \cdot 9550}{60} = 87,5.$$

- експлуатаційний коефіцієнт:

$$f_B = \frac{130}{87,5} = 1,48.$$

- зовнішнє радіальне навантаження:

$$F_Q = \frac{M_a \cdot 2000}{\frac{d_0}{i_V}} \cdot f_Z = \frac{87,5 \cdot 2000}{\frac{215}{1,59}} \cdot 1,25 = 1617 \text{ Н}.$$

Число зубів  $< 20$ , тому  $f_Z = 1,25$  (таблиця «Зовнішні радіальні та осьові навантаження» в додатку А).

Для псового привода слід додатково враховувати зусилля попереднього натягнення ременя:  $F_{\text{Ra\_zul}} = 3530$  Н·м.

Отже, вибрано комплектний привод: R27DT71D2/BMG.

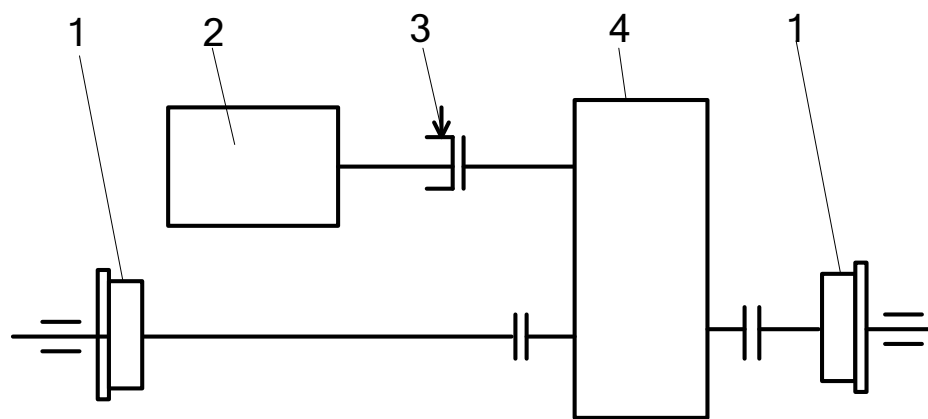
### Завдання до теми

**Задача 1.** Візок мостового крана виконує операцію переміщення піднятого вантажу з майданчика завантаження на майданчик вивантаження. На майданчику завантаження вантаж зачіпляється, механізм підйому забезпечує



підйом вантажу. Вмикається двигун візка, здійснюється його переміщення з вантажем зі сталою робочою швидкістю  $V_p$ . Після прибуття до майданчика вивантаження двигун загальмовується, візок зупиняється в заданому місці, перемістившись на довжину  $L$ . Відбувається опускання вантажу, його відчіпляють, порожній крюк підіймається. Вмикається двигун для руху у зворотний бік зі сталою швидкістю  $V_b$ , візок повертається на майданчик завантаження, пройшовши знову відстань  $L$ .

Отже, візок виконує зворотно-поступальний рух на довжину  $L$  від одного крайнього положення до іншого. До циклу роботи візка входить час пауз, коли візок стоїть, проводиться зачеплення вантажу, його підйом, опускання, розвантаження, підйом і опускання порожнього крюка. Кінематична схема механізму пересування показана на рис. 1.7.



1 – ходові колеса; 2 – електродвигун; 3 – гальмівний шків; 4 – редуктор

Рисунок 1.7 – Кінематична схема механізму пересування візка

Технічні показники транспортера для кожного варіанта представлені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічні дані механізму пересування візка мостового крана

Позначення	Найменування показника	Розмірність	Варіанти									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m$	Маса візка	т	7,8	7,5	6	5,5	5,7	4,8	3	3,2	4,5	5,
$m_b$	Маса вантажу	т	16	20	11	12	8,5	6,5	7	7,5	8	1,

Продовження таблиці 1.2

$D$	Діаметр колеса	м	0,2	0,25	0,3	0,33	0,4	0,2	0,25	0,32	0,35	0,2
$d_c$	Діаметр маточини	мм	55	50	65	60	58	78	80	65	82	90
$\mu$	Коефіцієнт тертя ковзання	-	0,02	0,02	0,02	0,018	0,025	0,022	0,024	0,02	0,017	0,0
$f$	Коефіцієнт тертя кочення	мм	0,49	0,5	0,52	0,55	0,5	0,48	0,46	0,6	0,54	0,
$c_k$	Крутильна жорсткість	<u>МН</u> <u>м</u> рад	2	3	4	4,5	5,2	4,8	3,9	2,7	6,1	7
$L$	Довжина переміщення візка	м	4	4,5	6	5	5,5	6	4,8	4,25	6,2	5,
$V_p$	Швидкість руху з вантажем	м/с	0,6	0,6	0,55	0,5	0,45	0,55	0,6	0,45	0,5	0,5
$V_b$	Швидкість руху без вантажу	м/с	0,8	0,8	0,75	0,7	0,65	0,6	0,8	0,65	0,7	0,7
$a$	Граничне прискорення	м/с <sup>2</sup>	0,5	0,5	0,5	0,45	0,4	0,55	0,45	0,4	0,5	0,5
$z$	Число циклів за годину	-	50	55	70	85	65	50	75	60	65	80
$t_p$	Сумарний час роботи	с	16	18	22	23	25	24	32	28	25	30

### Контрольні питання

1. Дайте стислу характеристику етапів проектування електромеханічних систем.
2. Пояснити особливості вибору принципів рішень щодо вибору роду струму, системи електропривода й діапазону регулювання під час проектування.
3. Дайте характеристику основних видів руху, що використовуються в

електроприводах технологічних механізмів.

4. Як розраховують моменти інерції робочих органів технологічного обладнання та елементів механічних передач?

5. Поясніть особливості розрахунку статичної та динамічної потужності під час визначення параметрів приводного двигуна. Наведіть основні розрахункові співвідношення.

6. Як розраховуються сили опору під час зворотно-поступального руху робочого органа? Наведіть функціональні залежності для приведення сили опору до вала приводного двигуна?

7. Як визначити значення потрібного обертового моменту приводного двигуна? Як впливає завищення потужності двигуна на ККД системи?

**Література:** [1, 2, 5].

## **Практичне заняття № 2**

**Тема. Проектний розрахунок електромеханічної системи промислового механізму зі значним моментом інерції**

**Мета:** набуття навичок проектування електромеханічної системи поворотного столу металорізального верстата з перетворювачем частоти в колі статора асинхронного двигуна.

### **Короткі теоретичні відомості**

За величезної різноманітності процесів руху на виробництві майже неможливо знайти два однакові варіанти приводу, проте насправді всі варіанти приводу можна звести до трьох стандартних рішень:

- лінійний рух по горизонталі;
- лінійний рух по вертикалі;
- обертовий рух.

Спочатку записують дані навантаження, такі, як маса, момент інерції, швидкість, зусилля, кількість вмикань за годину, час роботи, розміри шестерень і валів. З урахуванням цих даних, розраховують споживання потужності з

обліком коефіцієнта корисної дії (ККД) і визначають необхідну частоту обертання вихідного вала. За результатами цих розрахунків, ураховуючи конкретні умови експлуатації, визначають необхідний двигун, редуктор за відповідним каталогом електротехнічного обладнання. При цьому тип двигуна і редуктора вибирається відповідно до вказаних нижче критеріїв.

Під час вибору проектного рішення для конкретної електромеханічної системи розглядають приводи таких типів:

- електропривод змінного струму з однією або декількома фіксованими ступенями частоти обертання;
- електропривод змінного струму з перетворювачем частоти;
- сервопривод;
- електропривод змінного струму з механічним варіатором.

### **Приклади виконання завдання**

**Задача 1.** Для обробки заготовок (4 штуки) стіл металорізального верстата повертається через кожні 30 секунд на  $90^\circ$ . Кожен процес переміщення займає 5 секунд, максимальне прискорення не має перевищувати  $0,5 \text{ м/с}^2$ . Допустиме відхилення положення складає  $\pm 2 \text{ мм}$  по колу стола.

Діаметр столу: 2000 мм.

Маса столу: 400 кг.

Маса заготовки: 70 кг (відстань від центра тяжіння до осі обертання:  $l_s = 850 \text{ мм}$ ).

Передаточне число проміжної передачі (шестірня – зубчатий вінець):  
 $i_V = 4,4$ .

Діаметр опорного елемента (сталь/сталь): 900 мм.

Коефіцієнт тертя кочення  $P_L$ : 0,01.

Позиціонування через перемикання «швидкий хід / сповільнений хід»:  
 $R = 1:10$ .

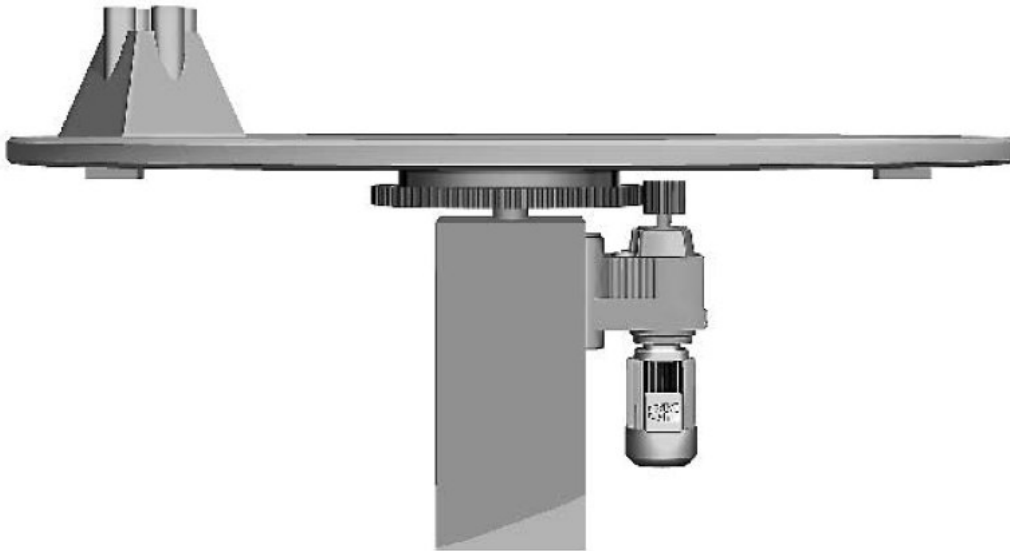


Рисунок 2.1 – Привод поворотного стола металорізального верстата

Необхідно виконати проектний розрахунок електроприводу поворотного столу, вибрати двигун, редуктор і перетворювальний пристрій, а також обґрунтувати використання вибраної системи електроприводу.

*Розв'язання*

### **Розрахунок параметрів двигуна**

Моменти інерції:

– стола:

$$J_T = \frac{1}{2} m \cdot r^2 = \frac{1}{2} 400 \cdot 1^2 = 200 \text{ кгм}^2.$$

– заготовки:

$$J_W = 4 \cdot J_S + m \cdot I_S^2.$$

$J_S$  – власний момент інерції заготовки за законом Штейнера;

$I_S$  – відстань «центр тяжіння заготовки–центр обертання».

### **Спрощений розрахунок**

Оскільки заготовки розташовані на столі симетрично, можливий спрощений розрахунок за формулою:

$$J_W = 4 \cdot m \cdot r^2 + 4 \cdot 70 \cdot 0,85^2 = 202,3 \text{ кгм}^2.$$

У цьому разі моментом інерції зубчатого вінця можна нехтувати. При цьому частота обертання і час розгону:

- задане прискорення  $a = 0,5 \text{ м/с}^2$ ;
- швидкість  $V = \frac{a \cdot t - \sqrt{(a \cdot t)^2 - 4 \cdot a \cdot s}}{2}$ ;
- відстань  $S = \frac{\pi D}{4} = \frac{6,283}{4} = 1,57 \text{ м.}$
- швидкість  $V = \frac{0,5 \cdot 4,5 - \sqrt{(0,5 \cdot 4,5)^2 - 4 \cdot 0,5 \cdot 1,57}}{2} = 0,43$ ;
- частота обертання  $n = \frac{V \cdot 60}{\pi D} = \frac{0,43 \cdot 60}{6,283} = 4,1 \text{ об/хв.}$
- час розгону  $t_p = \frac{V}{a} = \frac{0,43}{0,5} = 0,86 \text{ с.}$

Момент інерції поворотного столу, як правило, значно вищий за момент інерції ротора двигуна, тому в розрахунку пускової потужності останню величину можна не враховувати:

- повна потужність:  $P_{\Sigma} = P_d + P_c$ .
- динамічна потужність  $P_d = \frac{J_x \cdot n_T^2}{91200 \cdot t_p \cdot \eta} = \frac{402,3 \cdot 4,1^2}{91200 \cdot 0,86 \cdot 0,9} = 0,096 \text{ кВт.}$
- статична потужність:
 
$$P_c = \frac{\Sigma m \cdot g \cdot \mu_L \cdot d \cdot n}{2 \cdot 1000 \cdot 9550 \cdot \eta} = \frac{680 \cdot 9,81 \cdot 0,01 \cdot 900 \cdot 4,1}{2 \cdot 1000 \cdot 9550 \cdot 0,9} = 0,014 \text{ кВт.}$$
- повна потужність  $P_c = 0,096 + 0,014 = 0,11 \text{ кВт.}$

Вибраний двигун:

- DR63S4/B03;
- $P_H = 0,12 \text{ кВт}$ ;
- $n_H = 1380 \text{ об/хв}$ ;
- $J_d = 0,00048 \text{ кгм}^2$ ;
- $M_H = 2,4 \text{ Н·м.}$

Зовнішній момент інерції:

$$J_X = J_x \cdot \left( \frac{n}{n_H} \right)^2 = 402,3 \cdot \left( \frac{4,1}{1380} \right)^2 = 0,00355 \text{ кгм}^2.$$

Статичний обертальний момент:

$$M_c = \frac{P_c \cdot 9550 \cdot \eta}{n_M} = 0,09 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Динамічний момент:

$$M_d = \frac{\left( J_M + \frac{J_X}{\eta} \right) \cdot n_M}{9,55 \cdot t_a} + M_c;$$
$$M_d = \frac{\left( 0,00048 + \frac{0,00355}{0,9} \right) \cdot 1380}{9,55 \cdot 0,86} + \frac{0,09}{0,1} = 0,84 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Номінальний обертальний момент:

$$M_n = \frac{0,12 \cdot 9550}{1380} = 0,83 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

При цьому забезпечується надійний розгін.

### Перевірка точності зупинки

Двигун за певної частоти обертання, що відповідає частоті 5 Гц ( $D = 1:10$ ), зупиняється механічним гальмом. Гальмування проводиться на мінімальній швидкості  $v = 0,043 \text{ м/с} \Rightarrow n_M = 138 \text{ об/хв}$ .

Час гальмування:

$$t_r = \frac{(J_d + J_x \cdot \eta) \cdot n_n}{9,55 \cdot (M_n + M_c \cdot \eta)};$$
$$t_r = \frac{(0,00048 + 0,00355 \cdot 0,9) \cdot 138}{9,55 \cdot (2,4 + 0,09 \cdot 0,9)} = 0,021 \text{ с}.$$

Уповільнення під час гальмування:

$$a_r = \frac{V}{t_r} = \frac{0,043}{0,021} = 2,0 \text{ м/с}^2;$$

Довжина гальмівного шляху:

$$S_r = V \cdot 1000 \cdot \left( t_2 + \frac{1}{2} \cdot t_r \right) = 0,043 \cdot 1000 \cdot \left( 0,003 + \frac{1}{2} \cdot 0,021 \right) = 0,6 \text{ мм}.$$

Точність зупинки:

$$X_3 \approx \pm 0,12 \cdot S_r = \pm 0,12 \cdot 0,6 = \pm 0,072 \text{ мм}.$$

У цьому значенні враховується час накладення гальма, але не враховуються зовнішні причини можливої затримки (наприклад, час на обчислення в контролері).

### **Розрахунок параметрів редуктора**

Передатне число:

$$i = \frac{n_H}{n_B \cdot i_{II}} = \frac{1380}{4,1 \cdot 4,4} = 76,5.$$

Експлуатація в режимі 16 год/добу і при  $Z = 120$  в/год (при цьому з причини запусків, перемикачів на низьку швидкість і гальмувань відбувається 360 змін навантаження на годину).

Відносний момент інерції:

$$\frac{J_X}{J_D} = \frac{0,00355}{0,00048} = 7,4.$$

З урахуванням цього отримуємо характер навантаження III і необхідний експлуатаційний коефіцієнт  $f_B = 1,6$ .

Обертальний момент на вихідному валу:

$$M_B = \frac{P_H \cdot 9550}{n} \cdot f_B = \frac{0,12 \cdot 9550}{4,1} \cdot 1,6 = 102 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вибраний привод:

R27DR63S4/B03

- $i = 74,11$ ;
- $f_B = 2,1$ ;
- $M_H = 62 \text{ Н}\cdot\text{м}$ .

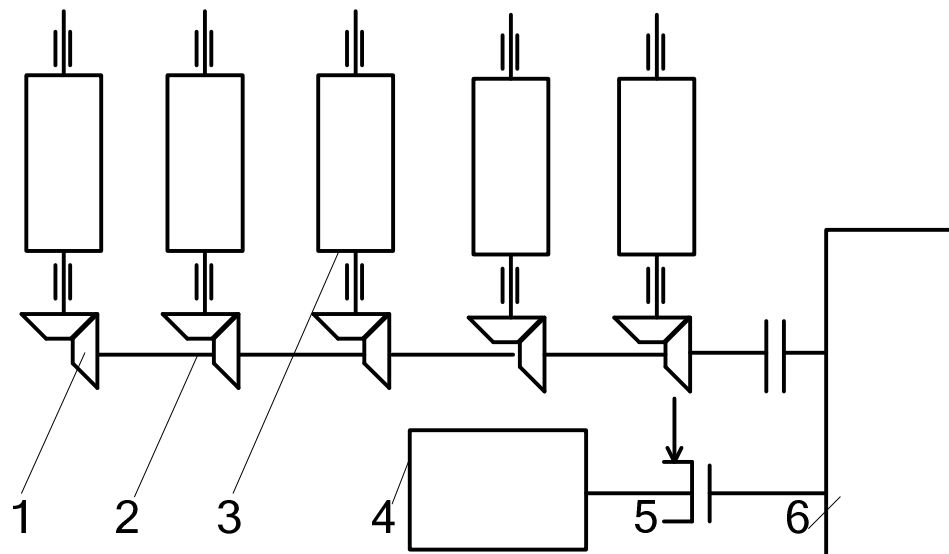
Для вибраного редуктора кутовий люфт вихідного вала складає  $0,21^\circ$ . У перерахунку на довжину кола поворотного столу це відповідає відстані  $0,85 \text{ мм}$ . Отже, найбільша частина загального люфта установки значною мірою створюється люфтом у проміжній передачі.

### **Завдання до теми**

**Задача 1.** Рольганг ножиців слугує для переміщення заготовки, установлення її для різання по заданій позначці.



Заготовка завдовжки  $L$  подається на рольганг транспортером. Рольганг запускається, переміщає заготовку на довжину  $L/2$  і зупиняється. Різання заготовки ножицями відбувається з нерухомим рольгангом, відрізана частина заготовки знімається з рольганга іншим транспортером. Після цього рольганг запускається повторно, переміщаючи частину заготовки (завдовжки  $L/2$ ), що залишилася, за ножиці, звідки вона знімається з рольганга. Потім цикл повторюється. Кінематична схема рольганга показана на рис. 2.2



1 – конічна шестерня; 2 – подовжній вал; 3 – ролик; 4 – електродвигун;  
5 – гальмівний шків; 6 – редуктор

Рисунок 2.2 – Електропривод рольганга ножиць

Для точного установлення заготовки перед різанням переміщення повної заготовки (робочий хід рольганга) проводять зі зниженою швидкістю  $V_p$ , а транспортування частини, що залишилася, – зі швидкістю  $V_b > V_p$ .

Під час розрахунку потужності двигуна рольганга необхідно враховувати можливість буксування роликів по заготовці, що може виникнути під час короткочасної зупинки заготовки (унаслідок удару в бічні лінійки рольганга та з інших причин). Технічні показники рольганга для кожного варіанта наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні показники електроприводу рольганга ножиць

Познач.	Найменування показника	Розмірність	Варіанти									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$N$	Кількість роликів	–	16	15	15	20	15	12	20	15	20	12
$m_p$	Маса ролика	т	1,2	1	1	1,2	0,8	1	1	0,8	0,8	1,2
$D$	Діаметр ролика	м	0,5	0,4	0,4	0,5	0,3	0,4	0,4	0,3	0,3	0,5
$d_{ш}$	Діаметр шийки ролика	м	0,15	140	140	150	130	140	140	150	130	130
$\mu$	Коефіцієнт тертя ковзання	–	0,02	0,02	0,03	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,03	0,03
$f$	Коефіцієнт тертя кочення	мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$J_p$	Момент інерції ролика	кгм <sup>2</sup>	24	20	20	24	16	20	20	16	16	16
$J_v$	Момент інерції подовжного вала	кгм <sup>2</sup>	5	5	5	6	5	4	5	6	5	6
$C_k$	Крутильна жорсткість	$\frac{МН \cdot м}{рад}$	2	1,5	2,2	2,4	1,2	1,8	3	0,8	1,6	0,7
$L$	Довжина заготовки	м	20	16	20	24	20	18	24	24	20	16
$m_3$	Маса заготовки	т	7,5	7	7,5	8	7,5	7,3	7	7	6,5	7
$V_p$	Швидкість робочого ходу	м/с	0,5	0,4	0,6	0,6	0,5	0,5	0,6	0,7	0,5	0,5
$V_v$	Швидкість транспортування	м/с	0,7	0,6	0,8	0,8	0,7	0,8	0,9	0,7	0,7	0,7

Продовження таблиці 2.1

A	Допустиме прискорення	м/с <sup>2</sup>	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Z	Кількість циклів за годину	–	70	70	70	70	70	70	80	80	80	80
t <sub>p</sub>	Сумарний час роботи, не більше	с	45	45	40	45	45	40	45	35	35	40

Необхідно виконати проектний розрахунок електромеханічної системи електроприводу рольганга, вибрати тип приводу, рід струму, приводний двигун, редуктор і перетворювальний пристрій, спосіб керування ЕМС, а також обґрунтувати використання вибраної системи електроприводу.

### Контрольні питання

1. У чому полягають особливості розрахунку механічної частини проектованої електромеханічної системи? Наведіть формули приведення для параметрів обертального і поступального рухів.
2. Дайте характеристику системи електроприводу поворотного столу металорізального верстата.
3. Поясніть загальні принципи розрахунку параметрів редукторів електромеханічних систем. У якому разі доцільніше використання безредукторних приводів, або механічних варіаторів? Обґрунтуйте ваші міркування.
4. Поясніть, як забезпечується узгодження між системами керування і силовими колами електромеханічних систем.
5. Як здійснюється перевірка точності зупинки робочого органа технологічного обладнання? Чи доцільно в розглянутому випадку використовувати технологічний зворотний зв'язок?

6. Як урахується момент інерції робочого органа під час вибору принципів рішень щодо розробки механічної частини електроприводу технологічної установки?

7. Яким шляхом, на вашу думку, можна підвищити точність позиціонування робочого органа під час проектування електромеханічної системи?

8. Який тип привода більш доцільний у разі дії технологічних обмежень щодо прискорення робочого органа? Обґрунтуйте відповідь.

9. Чи можуть бути застосовані наведені в прикладі розв'язання принципові проектні рішення під час проектування електроприводів інших технологічних механізмів? Наведіть приклади та обґрунтуйте вашу думку.

**Література:** [1, 3, 4, 5].

### **Практичне заняття № 3**

**Тема. Складання проекту передавального пристрою з кривошипно-шатунним механізмом**

**Мета:** набуття практичних навичок проектного розрахунку параметрів електромеханічної системи, що забезпечує перетворення обертального руху на зворотно-поступальний за допомогою кривошипно-шатунного механізму.

#### **Короткі теоретичні відомості**

Ескізний проект (ГОСТ 2.119-73) розробляють, якщо це передбачено технічним завданням або протоколом розгляду технічної пропозиції.

Ескізний проект розробляють для встановлення принципів (конструктивних, схемних та ін.) рішень виробу, що дають загальне уявлення про принцип роботи та/або устрій виробу, коли це доцільно зробити до розробки технічного проекту або робочої документації.

На стадії розробки ескізного проекту розглядають варіанти виробу та/або його складових частин. Ескізний проект може розроблятися без розгляду на цій стадії різних варіантів.

Під час розробки ескізного проекту виконують роботи, що необхідні для

забезпечення вимог, що пред'являють до виробу, і дозволяють встановити принципові рішення.

Загалом під час розробки ескізного проекту виконують такі роботи:

а) розроблення варіантів можливих рішень, установлення особливостей варіантів (характеристики варіантів складових частин і т. д.), їх конструкторське опрацювання. Глибина такого опрацювання має бути достатньою для співставлення вибраних варіантів;

б) виготовлення та випробування макетів для перевірки принципів роботи виробу та/або його складових частин;

в) розроблення і обґрунтування технічних рішень, направлених на забезпечення показників надійності, установлених технічним завданням і технічною пропозицією;

г) оцінювання виробу на технологічність і правильність вибору засобів контролю (випробувань, аналізу, вимірювань);

д) оцінювання виробу за показниками стандартизації та уніфікації;

е) оцінювання виробу щодо його відповідності вимогам ергономіки та технічної естетики. За необхідності, для встановлення ергономічних, естетичних характеристик виробу та для зручності співставлення різних варіантів за цими характеристиками виготовляють макети;

ж) перевірку варіантів на патентну частоту та конкурентоспроможність, оформлення заявок на винаходи;

з) перевірку відповідності варіантів вимогам техніки безпеки та виробничої санітарії;

і) порівняльне оцінювання даних варіантів, питання метрологічного забезпечення виробу, що розробляється (можливості вибору методів і засобів вимірювання).

Порівняння проводять за показниками якості виробу (призначення, надійності, технологічності, стандартизації та уніфікації, економічним, естетичним, ергономічним).

При цьому слід урахувувати конструктивні та експлуатаційні особливості

виробів, що розробляється, і наявних виробів, тенденції та перспективи розвитку вітчизняної та іноземної техніки в цій галузі;

й) вибір оптимального варіанта (варіантів) виробу, обґрунтування вибору; ухвалення принципів рішень; підтвердження (або уточнення) вимог (технічних характеристик, показників якості та ін.), що висувуються до виробу, встановлених технічним завданням і технічною пропозицією, і визначення техніко-економічних характеристик і показників, не встановлених технічним завданням і технічною пропозицією;

к) виявлення на основі ухвалених принципів рішень нових виробів і матеріалів, що мають бути розроблені іншими підприємствами (організаціями), складання технічних вимог до цих виробів і матеріалів;

л) складання переліку робіт, що слід провести на подальшій стадії розробки, на додаток або уточнення робіт, передбачених технічним завданням і технічною пропозицією;

м) опрацювання основних питань технології виготовлення (за необхідності);

н) підготовку пропозицій щодо розробки стандартів (перегляд і внесення змін до чинних стандартів), передбачених технічним завданням на цій стадії.

Розробка ескізного проекту під час проектування електромеханічної системи слід починати з обґрунтування способу перетворення руху в системі. Так, наприклад, кривошипно-шатунні механізми дозволяють механічним способом реалізувати складні процеси руху робочих органів технологічних механізмів, що забезпечують максимальну динаміку та стабільну повторюваність.

Кривошипно-шатунний механізм використовується для перетворення обертального руху на поступальний. Головна відмінність приводу такого механізму від приводів інших механізмів, полягає в тому, що динамічні параметри кривошипно-шатунного механізму постійно змінюються. Теоретично це можна порівняти з проміжною передачею, що постійно змінює своє передавальне число.

Так звані «шарнірні механізми», до яких належать кривошипно-шатунні механізми, вимагають дуже трудомісткого розрахунку, для виконання якого майже завжди використовуються спеціальні комп'ютерні програми. Тому в наведеному прикладі спеціально розглядається розрахунок кривошипно-шатунного механізму.

Наближені формули, що використовуються під час розрахунку, дійсні за умови постійної кутової швидкості.

$$s = r \cdot (1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{2} \cdot r \cdot \sin^2 \varphi;$$

$$V = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \varphi);$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi),$$

де  $\omega$  – кутова швидкість =  $\frac{\pi \cdot n_n}{30}$  [об/хв];  $n_n$  – частота обертання вихідного вала [об/хв];  $\lambda$  – відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;  $\varphi$  – кут повороту кривошипа [градус];  $r$  – радіус кривошипа [м];  $s$  – поточний хід подачі вантажу [м];  $V$  – поточна швидкість подачі вантажу [м/с];  $a$  – поточне прискорення подачі вантажу [м/с<sup>2</sup>].

Поточна статична потужність [кВт]:

$$P_C = \frac{F_f \cdot V}{1000 \cdot \eta_m \cdot \eta_p},$$

де  $\eta_p$  – ККД редуктора;  $\eta_m$  – ККД навантаження або механізму, що приводиться в рух.

Поточна динамічна потужність [кВт]:

$$P_D = \frac{m \cdot a \cdot V}{1000 \cdot \eta_m \cdot \eta_p}.$$

Розрахунок ще більш ускладнюється, якщо враховувати, що частота обертання змінюється. Це відбувається, наприклад, під час запуску приводу. Якщо під час запуску кривошип знаходиться в одній з «мертвих точок», то під час розрахунку потужності його положенням, як правило, можна нехтувати. Але якщо при запуску кривошип знаходиться в будь-якому іншому положенні,

то процес запуску слід розглядати окремо з причини накладення динаміки кривошипно-шатунного механізму на динаміку двигуна.

### Задачі до теми

**Задача 1.** Передавальний пристрій зіштовхує палети масою 500 кг з одного роликового конвеєра на інший (рис. 2.1). Задана швидкість роботи: 30 палет за хвилину. З урахуванням паузи, запуску та зупинки приводу отримуємо частоту обертання його вихідного вала 42 об/хв. Виконати проектний розрахунок електромеханічної системи: вибрати приводний двигун і розрахувати параметри редуктора.

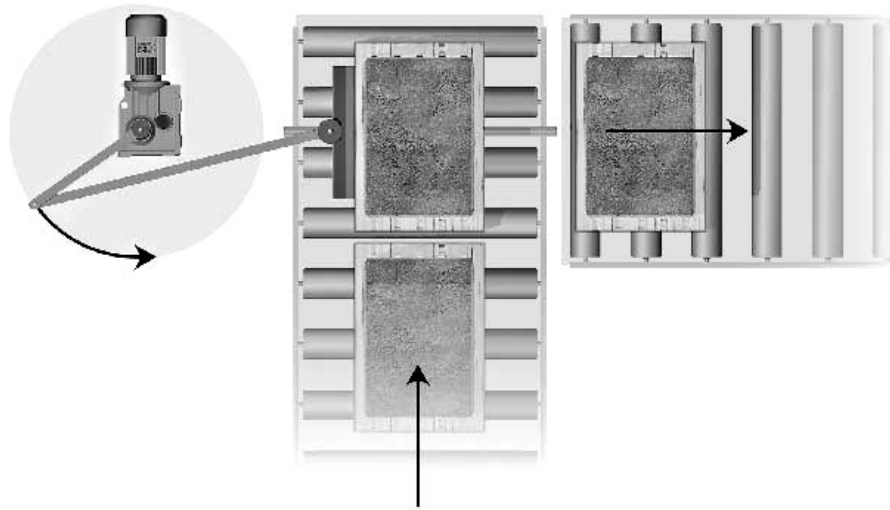


Рисунок 2.1 – Передавальний пристрій із кривошипно-шатунним механізмом

Коефіцієнт тертя кочення (дерево/сталь)  $f = 1,2$ .

Радіус кривошипа:  $r = 0,5$  м.

Довжина шатуна:  $l = 2$  м.

*Розв'язок*

#### Розрахунок параметрів двигуна

Щоб не проводити обчислення в множині окремих точок циклу, визначають два граничні значення:

– кутове положення для максимальної статичної потужності (макс. швидкість, оскільки  $P \approx m \cdot g \cdot \mu \cdot v$ );



– кутове положення для максимальної динамічної потужності ( $P \approx m \cdot a \cdot v$ ).

За відповідною складовою потужності вибирається необхідний привод. Як правило, для приводів підймальних пристроїв – це статична складова, а для приводів горизонтального переміщення – динамічна.

### Визначення максимальної статичної потужності

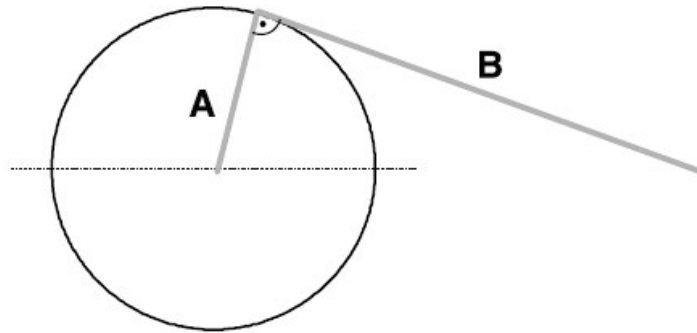


Рисунок 2.2 – Точка, що відповідає максимальній швидкості

Визначимо величину швидкості в цій точці. За наближеним розрахунком вона складає:

$$V = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \varphi);$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 0,7 \text{ с}^{-1} = 4,4 \text{ с}^{-1};$$

$$\varphi = \arctan\left(\frac{l}{r}\right) = 76^\circ;$$

$$V = 2,26 \text{ м/с.}$$

Сила опору кочення:

$$F_F = m \cdot g \left( \frac{2}{D} \cdot \left( \mu_L \cdot \frac{1}{2} \cdot d + f \right) + c \right);$$

$$F_F = 500 \cdot 9,81 \left( \frac{2}{250} \cdot \left( 0,005 \cdot \frac{1}{2} \cdot 60 + 1,2 \right) + 0,003 \right) = 70 \text{ Н.}$$

Статична потужність:

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta};$$

$$P_c = \frac{70 \cdot 2,26}{0,85 \cdot 1000} = 0,19 \text{ кВт.}$$

### Максимальна динамічна потужність

Максимальна динамічна потужність досягається в той момент, коли добуток прискорення та швидкості складає максимальну величину. Продиференціювавши за кутом і прирівнявши функцію до нуля, отримуємо цю величину:

$$4 \cdot \lambda^2 \cdot \cos(4\varphi) + 9 \cdot \lambda \cdot \cos(3\varphi) + 4 \cdot \cos(2\varphi) - \lambda \cdot \cos \varphi = 0;$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{0,5}{2} = 0,25 \Rightarrow \varphi = 37^\circ.$$

У цьому разі  $P_{\text{макс}}$ . (для спрощення – без урахування моменту інерції роликів) досягається за  $\varphi = 37^\circ$ :

Динамічна потужність:

$$P_d = \frac{m \cdot a \cdot v}{1000 \cdot \eta_p \cdot \eta_m};$$

$$v = \omega \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot (1 + \lambda \cdot \cos \varphi) = 1,6 \text{ м/с};$$

$$a = \omega^2 \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos(2\varphi)) = 8,44 \text{ м/с}^2;$$

$$P_d = \frac{500 \cdot 8,44 \cdot 1,6}{1000 \cdot 0,9 \cdot 0,95} = 7,9 \text{ кВт.}$$

Очевидно, що в розглянутому прикладі статична складова потужності суттєвого значення не має.

### Вибір двигуна

Попередньо вибираємо двигун, наприклад, DV132M4BM потужністю 7,5 кВт, оскільки, як уже вказувалося, цей метод розрахунку придатний тільки для наближеного оцінювання.

Для отримання точних результатів рекомендується використовувати програмні засоби автоматизованого проектування, наприклад, пакет ProDrive.

### Розрахунок параметрів редуктора

При цьому:

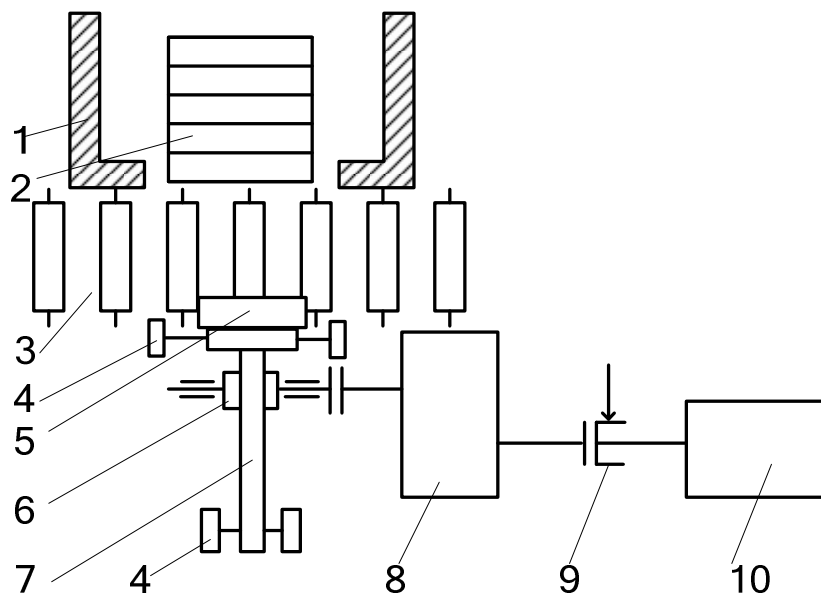
- необхідне передатне число – близько 33;

– необхідна частота обертання вихідного вала – близько 43 об/хв.

### Завдання для самостійної роботи

**Задача 1.** Штовхач призначений для подачі чергової заготовки з рольганга в піч і для просування всередині печі всіх заготовок, що в ній знаходяться.

Після подачі рольгангом заготовки штовхач знаходиться на відстані  $b$  від заготовки. Умикається двигун, штовхач наближається до заготовки й під навантаженням на робочій швидкості  $V_p$  пересуває заготовку на відстань  $L$  до зіткнення її з заготовками, що лежать у печі, а потім пересуває всі заготовки разом на ширину  $b$  однієї заготовки. Остання заготовка виштовхується з печі. Після цього штовхач змінює напрямок руху на зворотний і на швидкості  $V_3 > V_p$  повертається в початкове положення. Кінематична схема штовхача зображена на рис. 2.3.



1 – піч; 2 – заготовки в печі; 3 – рольганг, що подає; 4 – опорний ролик;  
5 – заготовка; 6 – рейкова шестірня; 7 – штовхач; 8 – редуктор; 9 – гальмівний шків; 10 – електродвигун

Рисунок 2.3 – Кінематична схема штовхача

Для приводу технологічного механізму потрібно.

1. Розрахувати моменти статичних опорів і попередньо вибрати потужність приводного електродвигуна.
2. Обґрунтувати вибір роду струму й систему електропривода.
3. Вибрати двигун, визначити передавальне число й вибрати редуктор.
4. Розрахувати приведені статичні моменти, моменти інерції та коефіцієнт жорсткості системи «електропривод – робоча машина».
5. Перевірити правильність вибору двигуна за нагрівом і продуктивністю.
6. Використовуючи довідкову інформацію, вибрати для системи електропривода напівпровідниковий перетворювач (або станцію керування двигуном).

Технічні параметри штовхача для кожного варіанта подано в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні показники штовхача електричної печі

Позначення	Найменування показника	Розмірність	Варіанти									
			1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$m_{ш}$	Маса штанги з рейкою	т	5,4	6	5	6	4	3	6	5	5	6
D	Діаметр рейкової шестерні й опорного вала	м	0,3	0,4	0,3	0,3	0,4	0,3	0,45	0,5	0,5	0,4
$d_{ц}$	Діаметр цапфи одного ролика	мм	150	150	150	140	140	120	150	140	140	150
$\mu$	Коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках	–	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03	0,03	0,02	0,03	0,3	0,02

Продовження таблиці 2.1

$\mu_c$	Коефіцієнт тертя ковзання заготовки в печі	–	0,18	0,2	0,2	0,2	0,22	0,22	0,19	0,2	0,2	0,2
f	Коефіцієнт тертя кочення опорних роликів	мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
$c_k$	Крутильна жорсткість робочого вала	$\frac{МН \cdot м}{рад}$	3,5	2	1,8	2	1,5	1,3	3	2,5	1,8	1,9
$m_3$	Маса однієї заготовки	т	0,9	1	0,8	0,9	0,6	0,4	1,5	0,8	0,8	0,9
L	Довжина переміщення однієї заготовки	м	1,5	1,6	1,5	1,5	2	2	1,5	1,8	1,5	1,5
N	Кількість заготовок у печі	шт	20	30	40	35	25	30	30	40	35	30
b	Ширина однієї заготовки	мм	200	300	200	200	300	200	250	150	200	250
$V_p$	Швидкість робочого ходу	м/с	0,2	0,3	0,2	0,2	0,3	0,3	0,25	0,3	0,25	0,25
$V_3$	Швидкість зворотного руху	м/с	0,3	0,4	0,3	0,3	0,4	0,45	0,4	0,45	0,4	0,4
a	Припустиме прискорення	м/с <sup>2</sup>	0,1	0,2	0,1	0,1	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
z	Число циклів за годину	–	60	45	40	30	40	45	50	55	60	65
$t_p$	Сумарний час роботи	с	22	18	22	22	20	20	19	20	19	20

## **Контрольні питання**

1. Поясніть особливості створення ескізного проекту проектованої електромеханічної системи. Які вимоги висувають до механічної частини приводу?
2. Навести основні математичні залежності для приведення параметрів поступального та обертального руху до вала двигуна.
3. Як здійснюється вибір принципів рішень під час проектування силової частини електромеханічної системи?
4. Як здійснюється визначення максимальної статичної потужності під час розрахунку електромеханічної системи з кривошипно-шатунним механізмом?
5. Коли досягається максимальна динамічна потужність під час роботи кривошипно-шатунного механізму?
6. Як розрахувати моменти найбільшого прискорення під час роботи електроприводу штовхача?

**Література:** [1, 4, 6, 9].

## 2 КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ЗНАНЬ СТУДЕНТІВ

Кількість практичних занять – 16 годин (6 практичних робіт).

*Поточний контроль на практичних заняттях протягом змістових модулів:*

- відвідування практичних занять – 0,5 бала за заняття (максимум 3 бали у разі відвідування всіх практичних занять);
- активність студента на практичному занятті – 0,3 бала за практичне заняття передбачено робочою навчальною програмою навчальної дисципліни (максимум 1,8 бала за семестр);
- наявність практичної роботи – 1 бал за практичну роботу (максимум 6 балів за всі практичні роботи);
- захист практичної роботи – 1,5 бала за практичну роботу (максимум 9 балів за всі практичні роботи);
- якість оформлення практичної роботи – максимум 0,2 бала за практичну роботу (максимум 1,2 бала за всі роботи);
- опитування під час проведення практичних занять – максимум 0,5 бала за аудиторне заняття (максимум 3 бали за семестр);
- наявність усіх практичних робіт – 1 бал;
- своєчасна здача всіх практичних робіт – 0,5 бала.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Башарин А. В. Примеры расчета автоматизированного электропривода на ЭВМ: учеб. пособие. – 3-е изд. / А. В. Башарин, Ю. В. Постников – Л. : Энергоатомиздат, 1990. – 512 с.
2. Закладной А. Н. Энергосбережение средствами промышленного электропривода / А. Н. Закладной, А. В. Праховник, А. И. Соловей. – К. : ДИЯ, 2001. – 343 с.
3. Норенков И. П. Введение в автоматизированное проектирование технических устройств и систем: уч. пособие. / И. П. Норенков – М. : Высш. школа, 1986. – 256 с.
4. Орлов Н. Н. Системы автоматизированного проектирования электромеханических устройств: учеб. пособие. / Н. Н. Орлов, С. И. Маслов – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 296 с.
5. Шёнфельд Р., Хабигер Э. Автоматизированные электроприводы: под ред. Ю. А. Борцова. [пер. с нем] / Р. Шёнфельд, Э. Хабигер. – Л. : Энергоавтомиздат. Ленингр. отд-ние, 1985. – 464 с.



## Довідкові дані для вибору параметрів механічної частини ЕМС

Таблиця А.1 – ККД передавальних елементів

Передавальний елемент	Умови	ККД
Сталеві троси	Для кожного повністю охопленого блока (підшипники ковзання або кочення)	0,91–0,95
Клинові ремені	Для кожного повністю охопленого шківа (нормальне натягнення ременя)	0,88–0,93
Полімерні стрічки	Для кожного повного охоплення/барабани на підшипниках кочення (нормальне натягнення стрічки)	0,81–0,85
Гумові стрічки	Для кожного повного охоплення/барабани на підшипниках кочення (нормальне натягнення стрічки)	0,81–0,85
Зубчаті ремені	Для кожного повного охоплення/шківки на підшипниках кочення (нормальне натягнення ременя)	0,90–0,96
Ланцюги	Для кожного повного охоплення/зірочки на підшипниках кочення (залежно від розміру ланцюга)	0,90–0,96
Редуктори	Змащування мастилом, 3 ступені (циліндр. шестерні), залежно від якості виготовлення; для черв'ячних і кон. – цил. редукторів.	0,94–0,97

Таблиця А.2 – Коефіцієнти тертя в підшипниках

Тип підшипника	Коефіцієнт тертя
Підшипник кочення	$\mu_L = 0,005$
Підшипник ковзання	$\mu_L = 0,08^{-1}$

Таблиця А.3 – Коефіцієнти тертя обода і реборди колеса

Тертя обода і реборди колеса	Коефіцієнт
Колеса на підшипниках кочення	$c = 0,003$
Колеса на підшипниках ковзання	$c = 0,005$
Бічні напрямні ролики	$c = 0,002$

Таблиця А.4 – Коефіцієнти тертя в парах різних матеріалів

Пара	Вид тертя	Коефіцієнт тертя
Сталь/сталь	Тертя спокою (без мастила)	$\mu_0 = 0,12-0,60$
	Тертя ковзання (без мастила)	$\mu = 0,08-0,50$
	Тертя спокою (з мастилом)	$\mu_0 = 0,12-0,35$
	Тертя ковзання (з мастилом)	$\mu = 0,04-0,25$
Дерево/сталь	Тертя спокою (без мастила)	$\mu_0 = 0,45-0,75$
	Тертя ковзання (без мастила)	$\mu = 0,30-0,60$
Дерево/дерево	Тертя спокою (без мастила)	$\mu_0 = 0,40-0,75$
	Тертя ковзання (без мастила)	$\mu = 0,30-0,50$
Полімерний ремінь/сталь	Тертя спокою (без мастила)	$\mu_0 = 0,25-0,45$
	Тертя ковзання (без мастила)	$\mu = 0,25$
Сталь/пластмаса	Тертя ковзання (без мастила)	$\mu_0 = 0,20-0,45$
	Тертя ковзання (з мастилом)	$\mu = 0,18-0,35$

Таблиця А.5 – Тертя кочення (плече сили тертя кочення)

Пара	Коефіцієнт
Сталь/сталь	$f \approx 0,5 \text{ мм}$

Продовження таблиці А.5

Дерево/сталь (роликівий конвеєр)	$f \approx 1,2$ мм
Пластмаса/сталь	$f \approx 2$ мм
Ебоніт/сталь	$f \approx 7$ мм
Пластмаса/бетон	$f \approx 5$ мм
Ебоніт/бетон	$f \approx 10-20$ мм
Гума середньої жорсткості/бетон	$f \approx 15-35$ мм

Таблиця А.6 – ККД ходового гвинта

Ходовий гвинт	ККД
Трапецеїдальна різь (залежно від кроку і мастила)	$\eta = 0,3...0,5$
Кульковий ходовий гвинт	$\eta = 0,8...0,9$

Методичні вказівки щодо практичних занять з навчальної дисципліни «Проектування електромеханічних систем» для студентів денної та заочної форм навчання зі спеціальності 141 – «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» за спеціалізацією «Електромеханічне обладнання енергоємних виробництв» освітнього ступеня «Магістр» (Частина 1)

Укладач старш. викл. М. Ю. Юхименко

Відповідальний за випуск зав. кафедри проф. САУЕ Д. Й. Родькін

Підп. до др. \_\_\_\_\_. Формат 60x84 1/16. Папір тип. Друк ризографія.

Ум. друк. арк. \_\_\_\_\_. Наклад \_\_\_\_\_ прим. Зам. № \_\_\_\_\_. Безкоштовно.

Видавничий відділ КрНУ імені Михайла Остроградського

39600, м. Кременчук, вул. Першотравнева, 20