

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсової роботи на тему:
“РОЗРАХУНОК І ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДУ МАШИН”
з дисципліни "Прикладна механіка"
для студентів заочної форми
навчання спеціальності 8.092203

Методичні вказівки до виконання курсової роботи на тему:
“Розрахунок і проектування приводу машин” з дисципліни "Приклад-
на механіка" для студентів заочної форми навчання спеціальності
8.092203 /С.М.Борисова, О.Ф.Коляда, Б.О.Трескунов, В.Г.Шевченко.-
Запоріжжя: ЗНТУ, 2002.- 39 с.

Укладачі: С.М. Борисова, ст. викладач
О.Ф. Коляда, доцент, к.т.н.
Б.О. Трескунов, доцент, к.т.н.
В.Г. Шевченко, доцент, к.т.н.

Рецензент: П.К. Штанько, доцент

Відповідальний за випуск: С.М. Борисова, ст. викладач

Затверджено
на засіданні кафедри
“Механіка”

Протокол № 8

від “30 “ квітня 2002 р.

ЗМІСТ

1	Обсяг і зміст курсової роботи-----	4
1.1	Зміст графічної частини -----	4
1.2	Зміст й оформлення пояснювальної записки -----	4
2	Методичні вказівки до виконання курсової роботи -----	5
2.1	Вибір структурної схеми приводу-----	5
2.2	Визначення вимог до приводу з боку виконавчого механізму машини-----	6
2.3	Визначення потужності електродвигуна -----	7
2.4	Визначення передатних відношень приводу -----	9
2.5	Вибір елементів приводу -----	9
2.6	Визначення місця установки маховика-----	11
2.7	Визначення розмірів маховика-----	13
2.8	Перевірочні розрахунки елементів приводу-----	15
2.8.1	Розрахунок вала на статичну міцність-----	15
2.8.2	Розрахунок вала на втомлену міцність-----	16
2.8.3	Розрахунок шпонкових з'єднань-----	16
2.8.4	Розрахунок болтів кріплення електродвигуна ---	17
2.8.5	Розрахунок підшипників кочення -----	18
2.9	Порядок виконання графічної частини роботи -----	19
2.10	Приклад розрахунку -----	19
	Перелік використаних джерел -----	26
Додаток А	Титульний лист пояснювальної записки-----	27
Додаток Б	Коефіцієнт корисної дії -----	28
Додаток В	Асинхронні двигуни серії 4А основного виконання -----	29
Додаток Г	Редуктори циліндричні горизонтальні -----	31
Додаток Д	Вихідні дані до курсової роботи -----	35

Мета курсової роботи - сприяти закріпленню і поглибленню теоретичних знань шляхом рішення комплексної задачі розробки компоновочної схеми, кінематичного і силового дослідження приводу, вибору окремих його елементів і виконання перевірочних розрахунків.

1 ОБСЯГ ТА ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота з курсу “Прикладна механіка” виконується на 2-х аркушах по окремих етапах у встановлені кафедрою терміни, доповнюється пояснювальною запискою (ПЗ) і рекомендується до захисту не пізніше, ніж за 15 днів до початку екзаменаційної сесії.

ПЗ і креслення до курсової роботи (КР) повинні бути оформлені відповідно до вимог.

1.1 Зміст графічної частини

Аркуш 1. Загальний вид приводу із докладною розробкою окремих місць .

Аркуш 2. Деталіровка розроблювальних вузлів. Всі аркуші КР виконуються на креслярському папері формату А1 (594x841) по ГОСТ- 2.301 -68.

1.2 Зміст й оформлення пояснювальної записки

ПЗ пишеться коротко (обсягом 25-30 сторінок) чорнилами або пастою з одного боку аркуша паперу формату А4 (210 x 297) і оформляється відповідно до СТП 3-96 без формулювання теорем і визначень. Відстань між рядками повинна бути 8-12 мм. Сторінки ПЗ повинні мати поля: ліве - не менше 30 мм, праве не менше 10 мм, верхнє - 15 мм, нижнє - 20 мм. Нумерація сторінок повинна бути наскрізною: першою сторінкою є титульний аркуш (номер не ставиться), другою - завдання на КР, третьою - реферат і т.д. Номера сторінок проставляються арабськими цифрами у правому верхньому кутку. Список використаних джерел, роздруківки на ЕОМ полягають у наскрізну нумерацію.

Рівняння і формули записуються в загальному виді, потім у них підставляють числові значення і приводиться кінцевий результат. Одиниці виміру вказують тільки в кінцевому результаті.

Зміст ПЗ рекомендується розбивати на поділи, підрозділи і пункти, позначені арабськими цифрами. Матеріал у ПЗ розташовується в

такій послідовності: титульний аркуш, завдання на КР, реферат, зміст, основна частина, закінчення, список використаних джерел, додатки.

Зразковий перелік заголовків основної частини пояснювальної записки

Введення

- 1 Вибір структурної схеми приводу.
 - 2 Визначення вимог до приводу з боку виконавчого механізму машини.
 - 3 Визначення потужності електродвигуна та його вибір.
 - 4 Визначення передатних відношень приводу, вибір редукторів та муфт.
 - 5 Визначення місця установки та розрахунок параметрів маховика.
 - 6 Перевірочні розрахунки на міцність елементів приводу.
 - 6.1 Розрахунок вала на статичну та втомлену міцність .
 - 6.2 Розрахунок шпонкового з'єднання.
 - 6.3 Розрахунок болтів кріплення електродвигуна.
 - 6.4 Перевірочний розрахунок підшипників кочення .
- Закінчення.

2 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Привід - устрій для приведення в дію двигуном різноманітних робочих машин. Енергія, яка необхідна для приведення в дію машини передається від вала двигуна за допомогою додаткових устроїв - механічних передач (зубчасті, ремінні та інші.).

Проектування приводу починається з розробки його кінематичної схеми. Схему піддають ретельній оцінці з погляду конструктивної доцільності, досконалості кінематичних і силових параметрів, габаритів, металоемкості і т.д.

2.1 Вибір структурної схеми приводу

Особливістю аналізованих у проекті машин є зміна в широких межах, за період циклу, приведених моментів сил корисних опорів і приведених моментів інерції. У зв'язку з цим у приводі повинні бути

встановлені додаткові маси (маховик), що забезпечують задану нерівномірність руху вхідної ланки виконавчого механізму. Зміна силових і масових параметрів виконавчого механізму веде до збільшення динамічних навантажень у приводі, для зниження яких вводяться пружні елементи (пружні муфти).

Відповідно до завдання структурна схема машинного агрегату включає (рисунок 2.1):

1. Двигун - частота обертання ротора двигуна (n_1) задається в завданні на курсове проектування; момент інерції ротора (I_p) і момент рушійних сил визначаються при виборі двигуна.

2. Планетарний редуктор - передатне відношення, габарити редуктора та крутний момент на вихідному валі визначаються при виборі конкретного редуктора, що випускається промисловістю.

3. Циліндрична зубчаста передача - передатне відношення, габарити та крутний момент на вихідному валі визначаються при виборі редуктора.

4. Механізм для виконання конкретної технологічної операції - частота обертання кривошипа ($n_{кр}$) задається в завданні на курсове проектування; момент інерції маховика визначається при розрахунку на ЕОМ параметрів виконавчого механізму, задається.

Примітка:

За узгодженням із керівником курсової роботи структурна схема приводу може бути змінена. Перевага повинна бути віддана планетарним і циліндричним багатоступінчастим редукторам. У цьому випадку схема повинна забезпечити одержання конструктивного рішення, що дає зниження динамічних навантажень у приводі.

2.2 Визначення вимог до приводу з боку виконавчого механізму машини

При розрахунку виконавчого механізму повинні бути визначені такі характеристики:

1. Кінематичні параметри руху вихідної ланки механізму (переміщення, швидкість) у припущенні, що кутова швидкість вхідної ланки постійна і ланки абсолютно жорсткі.

2. Момент інерції маховика, що забезпечує заданий коефіцієнт нерівномірності руху вхідної ланки механізму.

3. Приведені до вхідної ланки виконавчого механізму момент сил опорів і момент інерції ланок механізму, які є обурюючими чинниками у приводі.

При визначенні кінематичних параметрів використовується аналітичний метод векторних контурів В.А. Зинов'єва. За результатами кінематичних та силових досліджень визначаються приведені до кривошипу, момент сил корисних опорів і момент інерції ланок механізму.

2.3 Визначення потужності електродвигуна

Для машин, які розглядаються у даній курсовій роботі, режим навантаження двигуна тривалий. Виходячи з умови рівності рушійних сил і сил опорів на ділянці циклу при сталому русі, знаходимо момент рушійних сил на валі кривошипа за формулою:

$$M_{pc} = \frac{|A_{pc}|}{2\pi} = \frac{|A_{ко(36)}|}{2\pi\eta_{mex}}, НМ \quad (2.1)$$

де A_{pc} - робота рушійних сил за цикл, Дж;

$A_{ко}$ - робота сил корисного опору, Дж;

η_{mex} - к.к.д. виконавчого механізму ($\eta_{mex}=0,8\dots0,9$).

Тоді потужність електродвигуна дорівнює

$$P = \frac{M_{pc} \cdot \omega_{кр}}{\eta_{пр}}, Вт \quad (2.2)$$

де $\omega_{кр}$ - кутова швидкість кривошипа;

$\eta_{пр}$ - коефіцієнт корисної дії приводу.

При заданій кінематичній схемі приводу к.к.д. приводу може бути орієнтовно визначений за формулою

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n \quad (2.3)$$

де η_i - к.к.д. окремих частин приводу, значення яких вибираються з таблиці (додаток Б).

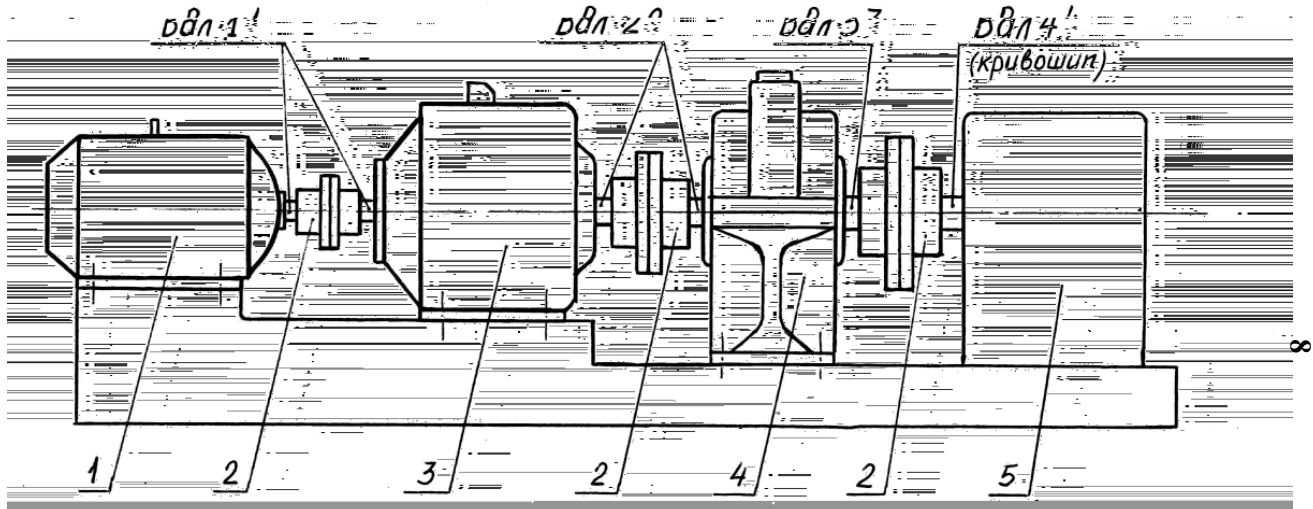


Рисунок 2.1- 1- электродвигун; 2- муфти; 3- планетарний редуктор;
4- циліндричний редуктор; 5 – виконавчий механізм.

Виходячи з розрахованої потужності і заданого (у завданні) числа обертів двигуна підбирається за допомогою таблиці (додаток В) тип двигуна і виписується для нього момент інерції ротора J_p .

Технічні дані асинхронних електродвигунів серії 4А загальнопромислового призначення (габаритні розміри, розміри вихідних валів, розміри місць кріплення) приведені в довідковому посібнику [7].

2.4 Визначення передатних відношень привода

Загальне передатне відношення приводу від вихідного валу двигуна до кривошипу виконавчого механізму, без урахування його знака, дорівнює

$$i_{14} = \frac{n_{дв}}{n_{кр}} = \frac{n_1}{n_4}; \quad (2.4)$$

де $n_{дв}$ - частота обертання ротора електродвигуна;

$n_{кр}$ - частота обертання кривошипа.

Значення $n_{дв}$, $n_{кр}$ беруться з завдання на курсове проектування .

До складу аналізованого приводу входять двигун, одноступінчатий планетарний редуктор і одноступінчата циліндрична передача. Тому загальне передатне відношення приводу дорівнює

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \quad (2.5)$$

де i_{12} - передатне відношення планетарного редуктора;

i_{23} - передатне відношення циліндричної передачі;

i_{34} - передатне відношення від вихідного вала циліндричної передачі до вала кривошипа, $i_{34} = 1$.

Передатні відношення редукторів вибираються з ряду випускаємих промисловою редукторів /ГОСТ 21355-75, ГОСТ 213-56-76, галузева нормаль 0-16404.7

Основні характеристики редукторів, що випускаються промисловою, приведені в таблиці (додаток Г).

2.5 Вибір елементів приводу

Елементами приводу, що вибираються при конструюванні, є: двигун, редуктори, муфти.

Вибір типу двигуна приведений у п. 2.3.

Параметри редукторів вибираються за передатним відношенням, максимальним моментом на тихохідному валі та числом обертів швидкохідного вала. Кутові швидкості (числа обертів) двигуна (ω_1 , n_1), вала кривошипа ($\omega_{кр}$, $n_{кр}$) тихохідних валів редукторів циліндричного (ω_3 , n_3) і планетарного (ω_3 , n_2) - визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}
 n_4 &= n_{кр}; \\
 \omega_{кр} &= \frac{\pi \cdot n_{кр}}{30}; \\
 n_3 &= n_{цил}^T = n_{кр} \cdot i_{34}; \\
 \omega_3 &= \omega_{цил} = \frac{\pi \cdot n_3}{30}; \\
 n_2 &= n_{пл}^T = n_{цил} \cdot i_{23}; \\
 \omega_2 &= \omega_{пл}^T = \frac{\pi \cdot n_2}{30}; \\
 n_{дв} &= n_1; \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30};
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

Моменти на валі двигуна, тихохідних валах планетарного та циліндричного редукторів, на валі кривошипа визначаються за формулами:

$$\begin{aligned}
 M_4 &= M_{кр} = \frac{M_{ко(max)}}{\eta_{мех}}; \\
 M_3 &= M_{цил}^T = \frac{M_{кр}}{i_{34}} \\
 M_2 &= M_{пл}^T = \frac{M_{цил}}{i_{23} \cdot \eta_{цр}}; \\
 M_1 &= M_{дв} = \frac{M_{пл}}{i_{12} \cdot \eta_{пл}};
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

де $M_{\text{кю}}$ - максимальне значення приведеного до валу кривошипа моменту сил корисних опорів, $H \cdot м$;

$M_{\text{кр}}$ - максимальне значення крутного моменту на валу кривошипа, $H \cdot м$;

$M_3 = M_{\text{цил}}^T$ - максимальне значення крутного моменту на тихохідному валу циліндричного редуктора, $H \cdot м$;

$M_2 = M_{\text{пл}}^T$ - максимальне значення крутного моменту на тихохідному валі планетарного редуктора, $H \cdot м$;

$M_1 = M_{\text{дв}}$ - максимальне значення крутного моменту на валі двигуна, $H \cdot м$;

$\eta_{\text{цил}}$ - к. к. д. циліндричного редуктора (Додаток Б);

$\eta_{\text{пл}}$ - к.к.д. планетарного редуктора, (Додаток Б).

Параметри муфт вибираються за значенням максимального крутного моменту. Тип муфти визначається її жорсткістю. Геометричні розміри і силові характеристики муфт приведені в ГОСТах: ГОСТ 5006-55 (зубчасті муфти), ГОСТ 20742-81 (ланцюгові муфти), ГОСТ 20720-81 (кулачково-дисккові муфти), ГОСТ 21424-75 (втулично-пальцьові муфти), ГОСТ 14064-76 (муфти пружні з зірочкою), ГОСТ 20484-82 (муфта з тороподібною оболонкою), ГОСТ 15620-77 (кулачкові муфти), ГОСТ 15621-77 (кулькові муфти).

2.6 Визначення місця установки маховика і його моменту інерції

Отримане при рішенні на ЕОМ значення моменту інерції маховика приведене до валу кривошипа ($I_{\text{мах}}^{\text{кр}}$). Місце установки маховика може бути різноманітним: на валі двигуна, на одному з валів приводу, на валі кривошипа.

При установці маховика на валі, що має кутову швидкість ω_n , момент інерції визначається з рівняння:

$$I_{\text{мах}}^{\text{кр}} \cdot \frac{\omega_{\text{кр}}^2}{2} = I_{\text{мах}_n} \cdot \frac{\omega_n^2}{2}; \quad I_{\text{мах}_n} = I_{\text{мах}}^{\text{кр}} \cdot \frac{\omega_{\text{кр}}^2}{\omega_n^2}. \quad (2.8)$$

Отже, при установці маховика на швидкохідному валі, його момент інерції зменшується обернено пропорційно квадрату передатного відношення. Відповідно будуть менше і габаритні розміри маховика.

Цей варіант установки маховика застосовується в зв'язку з прогресом редукторобудування та випуском достатньо надійних і довговічних передач.

При визначенні моменту інерції маховика в приводі варто враховувати моменти інерції ротора двигуна й обертових частин планетарного і циліндричного редукторів, які беруть на себе частину роботи маховика.

У цьому випадку, виходячи з умови рівності кінетичних енергій, знаходимо момент інерції маховика, який встановлюється на n -ному валі.

$$I_{Max}^{kp} \cdot \frac{\omega_{kp}^2}{2} = I_{max_n} \cdot \frac{\omega_n^2}{2} + I_{rot} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + I_3 \cdot \frac{\omega_3^2}{2} \quad (2.9)$$

$$I_{max_n} = I_{Max}^{(kp)} \cdot \left(\frac{\omega_{kp}}{\omega_n}\right)^2 - I_p \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_n}\right)^2 - I_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_n}\right)^2 - I_3 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_n}\right)^2,$$

де

$$I_{max_n} = I_{Max}^{kp} \cdot \frac{1}{i_{n4}^2} - I_p \cdot \frac{1}{i_{n1}^2} - I_2 \cdot \frac{1}{i_{n2}^2} - I_3 \cdot \frac{1}{i_{n3}^2};$$

$I_{max_n} I_{Max}^{kp}$ – момент інерції маховика, приведений до вала кривошипа, $кгм^2$;

I_p – момент інерції ротора двигуна, $кгм^2$;

I_2 – момент інерції обертових частин планетарного редуктора, приведений до вала з кутовою швидкістю ω_2 , $кгм^2$; I_3 – момент інерції обер-

тових частин циліндричного редуктора, приведений до вала з кутовою швидкістю ω_3 , $кгм^2$;

I_{max_n} – моменти інерції маховика, який встановлюється на од-
ному з валів приводу з кутовою швидкістю, ω_n , $кг \cdot м^2$;

$\omega_1 = \omega_{дв}$ – кутова швидкість вала двигуна, 1/сек;

$\omega_2 = \omega_{nl}^T$ - кутова швидкість вихідного валу планетарного редуктора, 1/сек;

$\omega_3 = \omega_{цил}^T$ - кутова швидкість вихідного валу циліндричного редуктора, 1/сек;

$\omega_4 = \omega_{кр}$ - кутова швидкість валу кривошипа, 1/сек.

2.7 Визначення розмірів маховика

Розміри маховика залежать від його моменту інерції, від конструкції і матеріалу з якого він виготовлений.

При виборі матеріалу маховика варто керуватися деякими рекомендаціями [9].

При окружній швидкості до 40 м/с маховик може бути виконаний з віді чавунного колеса зі спицями. При окружній швидкості порядку 100 м/с маховики виготовляють із сталевого лиття або з прокатаних сталевих плит, при окружній швидкості до 150 м/с - із хромонікелевих сталей.

Якщо діаметр маховика $D < 0,3$ м рекомендується маховик виконувати у виді диска (рис.2.2). Для цього випадку діаметр і маса маховика визначаються поза формулами:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot I_{max}}{\pi \cdot c \cdot \rho}}; \quad (2.10)$$

$$m = \frac{8 \cdot I_{max}}{D^2};$$

де $c = \frac{B}{D} = 0,2 \div 0,4$ - коефіцієнт відношення ширини маховика до його діаметру; $\rho = 7300 \text{ кг/м}^3$ - щільність матеріалу.

У іншому випадку ($D > 0,3$ м), маховик виконується у виді коліс зі спицями, масивним обідом (рис. 2.3).

Діаметр і маса такого маховика визначаються за формулами

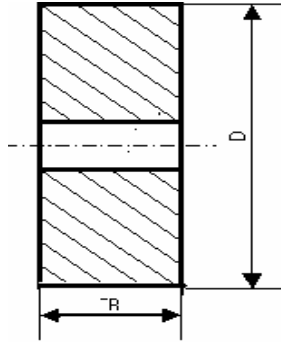


Рисунок 2.2- Маховик

$$D = 5 \sqrt{\frac{4I_{max}}{\pi k c \rho}}; \quad (2.11)$$

$$m = \frac{4I_{max}}{D^2};$$

$$c = \frac{B}{D} = 0.2 - 0.4;$$

де $k = \frac{h}{D} = 0.1 - 0.2;$ (2.12)

$$\rho = 7300 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

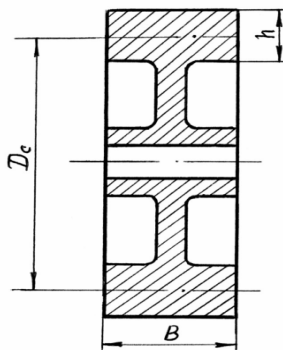


Рисунок 2.3- Маховик

2.8 Перевірочні розрахунки елементів приводу

2.8.1 Розрахунок вала на статичну міцність

Для вала, на якому встановлений маховик, впроваджується перевірочний розрахунок на статичну міцність. Головна мета такого розрахунку – попередити пластичні деформації у період дії пікових навантажень. Для перерізу, у якому діє найбільший згинаючий момент, визначається еквівалентне напруження та перевіряється умова статичної міцності:

$$\sigma_{екв} = \frac{\sqrt{M_{зг}^2 + T^2}}{W_z} \leq [\sigma_{зг}] ; \quad (2.13)$$

де $M_{зг}$ - найбільший згинаючий момент, Н·м;

T - крутний момент, який передає вал, Н·м;

$W_z = 0.1 d^3$ - момент опору перерізу вала, де діє найбільший згинаючий момент, м³;

$[\sigma_{зг}]$ - припустиме напруження при згині, МПа.

2.8.2 Розрахунок вала на втомлену міцність

Розрахунок вала на втомлену міцність полягає у визначенні коефіцієнтів запасу міцності для найбільш небезпечних перерізів. При роботі вали зазнають циклічні напруження. Припускають, що напруження згину, змінюється за симетричним циклом.

Умова міцності вала:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (2.14)$$

де n_{σ} - коефіцієнт запасу міцності з нормальних напружень ;

n_{τ} - коефіцієнт запасу міцності з дотичних напружень ;

$[n]$ - припустимий коефіцієнт запасу міцності валу, дорівнює $1,8 \div 2$.

Запаси міцності визначаються так:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \varepsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\tau} \cdot \sigma_m}; \quad (2.15)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\sigma} \cdot \tau_m};$$

де σ_{-1}, τ_{-1} - межа витривалості при згині та крученні;

K_{σ}, K_{τ} , - ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні (залежать від форми деталей та жорсткості поверхні);

β - коефіцієнт поверхнього запрочнення;

$\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$ - масштабні фактори, які враховують вплив розміру перерізу вала;

σ_a, τ_a - амплітудні напруження при згині та крученні ;

σ_m, τ_m - середні напруження циклів при згині та крученні;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ - коефіцієнти, які враховують вплив середнього напруження цикла на втомлену міцність.

2.8.3 Перевірочні розрахунки шпонкових з'єднань

Шпонки вибираються у залежності від діаметра вала та перевіряються за деформаціями зминання та зрізу.

Умова міцності шпонкового з'єднання при зминанні:

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot t \cdot \ell} \leq [\sigma_{зм}] \quad (2.16)$$

де T - крутний момент, який діє на вал, Нмм;

l - довжина шпонки, мм;

t - висота виступаючої з валу частини шпонки, мм;

d - діаметр вала, мм;

$[\sigma_{зм}] = 80 \div 90$ МПа – припустиме напруження при зминанні.

Умова міцності шпонкового з'єднання при зрізі:

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{зр}];$$

де $[\tau_{зр}] = 70 \div 80$ МПа – припустиме напруження;

b - ширина шпонки, мм

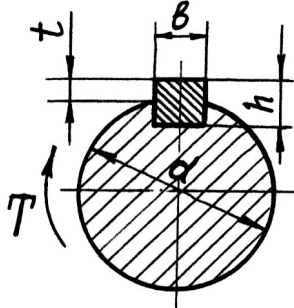


Рисунок 2.4- Шпонкове з'єднання

2.8.4 Розрахунок болтів кріплення електродвигуна до станини

Болти кріплення електродвигуна до станини працюють на розтяг. Розрахункова схема має вигляд (рис. 2.5), де T – момент опору, що діє на вал електродвигуна, F – сила, що діє на болт.

Нехтуючи силою, що діє на ближчий до точки C болт і приймаючи до уваги рівновагу редуктора, маємо:

$$T - 2 \cdot F \cdot \left(\frac{T}{B+A} \right) = 0, \quad (2.17)$$

звідки

$$F = \frac{T}{B+A}. \quad (2.18)$$

У цьому випадку напруження, що буде діяти у перерізі болта, визначається за формулою:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot n}, \quad (2.19)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьби;

n - кількість болтів, на які діє сила F .

Умова міцності болтового з'єднання:

$$\sigma_p \leq [\sigma_p],$$

де $[\sigma_p] = 90 \div 160$ МПа – для вуглецевих сталей.

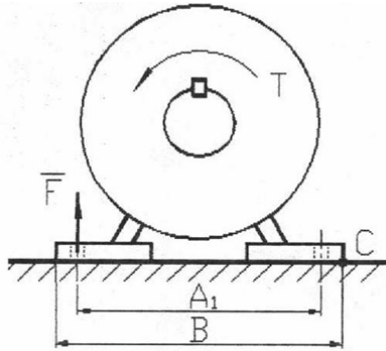


Рисунок 2.5 - Електродвигун

2.8.5 Розрахунок підшипників кочення

Опорами валу, на якому розташований маховик, будуть підшипники кочення. Тип підшипників вибираємо з урахуванням умов експлуатації і конструкції вузла.

Обчислюється еквівалентне динамічне навантаження за формулою:

$$F_{екв.} = (x \cdot v \cdot F_r + y \cdot F_a) \cdot K_S \cdot K_T,$$

де F_r і F_a - відповідно постійні за величиною і напрямком радіальні та осьові навантаження, Н;

x, y – коефіцієнти радіального і осьового навантаження;

V – коефіцієнт обертання $V=1$, якщо обертається внутрішнє кільце, $V=1,2$, якщо внутрішнє кільце нерухоме по відношенню до навантаження;

K_S – коефіцієнт безпеки;

K_T – температурний коефіцієнт наведений у стандарті.

Перевіряють обрані підшипники кочення за довговічністю:

$$L = \left(\frac{c}{F_{екв.}} \right)^m, \quad (\text{млн. оберт.});$$

де c – динамічна вантажопідйомність, Н;

$F_{екв.}$ – еквівалентне навантаження;

$m = 3$ (для радіальних підшипників);

$m = 10/3$ (для роликів підшипників).

2.9 Порядок виконання графічної частини курсового проекту

На першому аркуші формату А1 повинні бути подані:

1. Загальний вид приводу.
2. Докладно розроблені нестандартні елементи конструкції приводу (наприклад, установка маховика, кріплення двигуна і редукторів до рами, спеціальні муфти).
3. Технічні характеристики двигуна, редукторів і муфт приводу.

На другому аркуші формату А1 повинні бути подані:

1. Одна з проєкцій приводу, на якій повинен бути зображений виконавчий механізм машини.
2. Робочі креслення двох розроблюваних деталей.

2.10 Приклад розрахунку

Розрахунок і конструкторська проробка наведені для приводу поперечно – стругального верстата. Початковими даними для розрахунків є: частота обертання валу електродвигуна - $n_{дв}$, частота обертання вхідної ланки (кривошипу) виконавчого механізму (верстата) - $n_{кр}$, робота сил корисного опору за цикл $A_{ко}^{36}$, максимальне значення приведенного до валу кривошипу момента сил корисного опору $M_{ко}$, розрахунковий момент інерції маховика, приведений до валу кривошипа $I_{мах}^{кр}$, коефіцієнт нерівномірності руху приводу δ .

Визначення потужності електродвигуна

Потужність електродвигуна визначається за формулою:

$$P = \frac{M_{pc} \cdot \omega_{кр}}{\eta_{пр}} = \frac{296,3 \cdot 10,5}{0,745} = 3122 \text{ Вт} = 3,1 \text{ кВт}$$

де

$$M_{pc} = \frac{|A_{pc}|}{2\pi} = \frac{|A_{ко}^{36}|}{2\pi \eta_{мех}} = \frac{1386,6}{6,28 \cdot 0,745} = 296,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\omega_{кр} = \frac{\pi \cdot n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 100}{30} = 10,5 \text{ c}^{-1}$$

$$\eta_{пр} = \eta_{мех} \cdot \eta_{пл} \cdot \eta_{ц} \cdot \eta_{під}^5 = 0,85 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^5 = 0,745$$

Виходячи із заданої частоти обертання ротора електродвигуна та розрахованої потужності вибираємо двигун асинхронний 4A100L43 потужністю 4,0 кВт (додажок В). Момент інерції ротора двигуна $I_r=0,011 \text{ кгм}^2$.

Визначення передаточних відношень привода

Загальне передачне відношення привода від двигуна до валу кривошипа (провідної ланки виконавчого механізму) дорівнює:

$$i_{14} = \frac{n_{дв}}{n_{кр}} = \frac{n_1}{n_4} = \frac{1500}{1000} = 15,0 ;$$

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} = i_{нлр} \cdot i_{цлр} \cdot 1$$

До складу привода будуть входити одноступеневий планетарний редуктор та одноступенева циліндрична передача. За ГОСТом 21355-75 та нормаллю 0-16404 обираємо передаточні відношення планетарного редуктору $i_{12}=8,0$ і циліндричного редуктору $i_{23}=2,0$.

Вибір елементів привода

Параметри редукторів вибираються за допомогою передаточного відношення, за максимальним статичним крутним моментом на вихідному валі та частотою обертання вхідного валу.

Крутні моменти на вихідних валах двигуна ($M_1=M_{дв}$), планетарного редуктору ($M_2=M_{пл}$) і циліндричного редуктору $M_3 = M_{цил}$ визначаються за формулами:

$$M_4 = M_3 = M_{цил} = \frac{M_{ко(макс)}}{\eta_{мех}} = \frac{481,6}{0,85} = 566,6 \text{ Нм};$$

$$M_2 = M_{пл} = \frac{M_{цил}}{i_{23} \cdot \eta_{цил}} = \frac{566,6}{2 \cdot 0,94} = 301 \text{ Нм};$$

$$\eta_{цил} = 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,94;$$

$$M_1 = \frac{M_2}{i_{12} \cdot \eta_{пл}} = \frac{301}{8 \cdot 0,931} = 40,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\eta_{пл} = 0,96 \cdot 0,99 = 0,931;$$

Частотні обертання валів:

$$n_1 = n_{дв} = 1500 \text{ хвс}^{-1};$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 1500}{30} = 157 \text{ с}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{12}} = \frac{1500}{8} = 187,5 \text{ хвс}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 187,5}{30} = 19,6 \text{ с}^{-1}$$

$$n_3 = n_4 = \frac{n_2}{i_{23}} = \frac{187,5}{2,0} = 93,75 \text{ хвс}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 93,75}{30} = 9,8 \text{ с}^{-1}$$

Вибрані редуктори представлені у таблиці 1

Таблиця 1

Планетарний редуктор			Циліндричний редуктор		
$i_{пл} = i_{12}$	$M_{пл}, \text{ Нм}$	Тип редук.	$i_{ц} = i_{23}$	$M_{цил}, \text{ Нм}$	Тип ред.
8	500	МПЗ-50 ГОСТ 21355- 75	2,0	1000	ЦУ160-2- 21 0-16904

Параметри муфти вибираємо за значенням максимального круглого моменту, на передачу якого розрахована муфта. Характеристики вибраних муфт наведені у таблиці 2.

Таблиця 2

Номер вала	$M_{ном}$, Нм	Жорсткість муфти, С, Нм/рад	Кутова деформація	Тип муфти
Вал 1	40,4	400	$5^{\circ}30'$	Муфта 40-25-191 ГОСТ 20884-82
Вал 2	301	3000	$5^{\circ}30'$	Муфта 315-30-191 ГОСТ 20884-82
Вал 3	566.6	5000	10°	Муфта 500-45-1.1-93 ГОСТ 21424-75

Визначення місця установки маховика та його моменту інерції

Маховик встановлюємо на вхідному валі планетарного редуктора. У цьому випадку момент інерції маховика визначаємо з рівняння:

$$I_{max}^{кр} \cdot \frac{\omega_{кр}^2}{2} = I_{max1} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + I_{ром} \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + I_2 \cdot \frac{\omega_2^2}{2} + I_3 \cdot \frac{\omega_3^2}{2}$$

$$I_{max1} = I_{max}^{кр} \cdot \left(\frac{\omega_{кр}}{\omega_1}\right)^2 - I_p \cdot \left(\frac{\omega_1}{\omega_1}\right)^2 - I_2 \cdot \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - I_3 \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 =$$

$$I_{max1} = I_{max}^{кр} \cdot \frac{1}{i_{14}^2} - I_p - I_2 \cdot \frac{1}{i_{12}^2} - I_3 \cdot \frac{1}{i_{13}^2} = 43 \frac{1}{16^2} - 0,011 - 2,25 \frac{1}{8^2} - 0,2 \cdot \frac{1}{16^2} = 0,189 \text{ кгм}^2$$

де $I_2 = 2,25 \text{ кгм}^2$, $I_3 = 0,2 \text{ кгм}^2$ (додаток В).

Визначення розмірів маховика

Маховик, розташований на швидкохідному 1-ому валі, буде мати форму диска.

$$\text{Діаметр диска } D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot I_{max1}}{\pi \cdot c \cdot \rho}} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 0,189}{3,14 \cdot 0,2 \cdot 7800}} = 0,22 \text{ м}$$

Ширина маховика:

$$C = \frac{B}{D} = 0.3 ; B = C \cdot D = 0,3 \cdot 0,22 = 0,066 \text{ м} = 66 \text{ мм};$$

$$\text{Маса маховика: } m = \frac{8 \cdot I_{\max}}{D^2} = \frac{8 \cdot 0,189}{(0,22)^2} = 31 \text{ кг}$$

Перевірочні розрахунки елементів приводу

1. Розрахунок вала на статичну міцність. Вал, на якому буде встановлений маховик, виконаний із сталі 45.

Крутний момент, який діє на цьому валі, $T = M_1 = 52 \text{ Нм}$.

Вага маховика $G = mg = 3,1 \cdot 9,8 = 309 \text{ Н}$. Сила інерції від невірноваженості маховика:

$$F_{in} = m \cdot \omega_1^2 \cdot \Delta r = 31 \cdot 157,3 \cdot 0,001 = 764 \text{ Н}$$

де $m = 31 \text{ кг}$, $\omega_1 = 157 \text{ с}^{-1}$, $\Delta r = 0,001 \text{ м}$

Значення згинаючого моменту, що діє на вал:

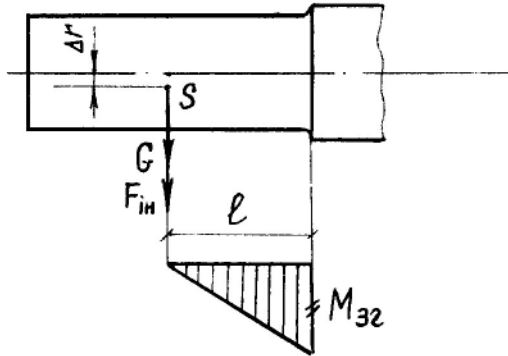


Рисунок 2.6 – Схема вала

$$M_{32} = (G + F_{in}) \cdot l = (309 + 764) \cdot 0,033 = 34,3 \text{ Нм}$$

$$\sigma_{екв} = \frac{\sqrt{M_{32}^2 + T^2}}{W_z} = \frac{\sqrt{34,3^2 + 40,4^2}}{0,1 \cdot 0,028^3} = 24,15 \text{ МПа [4].}$$

Припустиме напруження $[\sigma_{32}] = 55 \text{ МПа}$,

Умова міцності валу виконується, $\sigma_{екв} \leq [\sigma_{з2}]$.

Розрахунок валу на втомлену міцність

Напруження, від згинаючого та крутного моментів, що діють у розглянутому перерізі валу, змінюються за симетричним циклом. Коefіцієнт запасу міцності визначається за формулами [11]:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}}; \quad n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \beta \cdot \varepsilon_\sigma}; \quad n = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \beta \cdot \varepsilon_\tau \cdot \tau_a}$$

З довідкових таблиць [7] маємо:

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{28} = 0,07; \quad K_\sigma = 1,85; \quad K_\tau = 1,4;$$

Сталь 45; $\sigma_{gp} = 600 \text{ МПа}$; $\beta = 1,7$; $\varepsilon_\sigma = 0,89$; $\varepsilon_\tau = 0,82$.

Межа втомленості $\sigma_{-1} = 0,4 \cdot \sigma_{gp} = 240 \text{ МПа}$,

$$\tau_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_{gp} = 150 \text{ МПа для сталі 45};$$

$$\sigma_a = \frac{M_{з2}}{0,1d^3} = \frac{34,3}{0,1 \cdot (0,028)^3} = 15,6 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{T}{0,2 \cdot d^3} = \frac{40,4}{0,2 \cdot (0,028)^3} = 9,2 \text{ МПа};$$

$$n_\sigma = \frac{240}{\frac{1,85}{1,7 \cdot 0,73} \cdot 15,6} = 12,6; \quad n_\tau = \frac{150}{\frac{1,4}{1,7 \cdot 0,73} \cdot 9,2 + 0} = 16,2;$$

$$n = \frac{12,6 \cdot 16,2}{\sqrt{12,6^2 + 12,65^2}} = 9,9.$$

Умова міцності $n \geq [n]$; $[n] = 1,8 \div 2$.

Розрахунок шпонкового з'єднання

Перевіряємо умову міцності з'єднання на зминання.

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot t \cdot \ell} \leq [\sigma_{зм}];$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \cdot 40,4 \cdot 10^3}{28 \cdot 3 \cdot 60} = 16,03 \text{ МПа};$$

$\sigma_{зм} < [\sigma_{зм}]$ - умова міцності виконується.

Перевіряємо шпонкове з'єднання на зріз.

Умова міцності на зріз: $\tau_{зр} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l} \leq [\tau_{зр}]$;

$$\tau_{зр} = \frac{2 \cdot 40,4 \cdot 10^3}{28 \cdot 8 \cdot 60} = 6,01 \text{ МПа}$$

$\tau_{зр} < [\tau_{зр}]$ - умова виконується.

Перевірочний розрахунок болтів кріплення двигуна

Сила, що розтягує болти:

$$F = \frac{T}{(A+B)} = \frac{40,4 \cdot 10^3}{(200+20)} = 183,6 \text{ Н};$$

На один болт діє сила $F_1 = \frac{F}{n} = \frac{183,6}{2} = 91,8 \text{ Н};$

Умова міцності болта при розтязі: $\sigma_p = \frac{F_1}{A} \leq [\sigma_p]$;

$$\sigma_p = \frac{F_1}{A} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 91,8}{3,14 \cdot 9,2^2} = 1,4 \text{ МПа};$$

$\sigma_p < [\sigma_p]$ - умова виконується.

Перевірочний розрахунок підшипників кочення

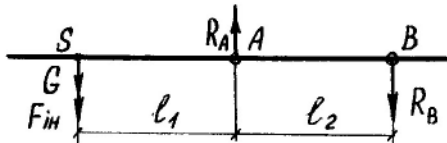


Рисунок 2.7 - Розрахункова схема підшипників кочення

Опорами вала у точках А і В вибираємо однорядні шарикопідшипники № 307 (ГОСТ 8338-75), динамічна вантажопідйомність яких $C = 31900H$.

Сили, які діють на підшипники кочення:

$$\sum m_A = 0; \quad (G + F_{in}) \cdot \ell_1 - R_B \cdot \ell_2 = 0;$$

$$R_B = \frac{(G + F_{in}) \cdot \ell_1}{\ell_2} = \frac{(309 + 764) \cdot 50}{60} = 894H;$$

$$\sum m_B = 0; \quad (G + F_{in}) \cdot (\ell_1 + \ell_2) - R_A \cdot \ell_2 = 0;$$

$$R_A = \frac{(G + F_{in}) \cdot (\ell_1 + \ell_2)}{\ell_2} = \frac{(309 + 764) \cdot (110)}{60} = 1967H.$$

Довговічність підшипників:

$$L = \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^m, \text{ млн. оберт.};$$

де

$$F_{екв} = (x \cdot Y \cdot F_r + y \cdot F_n) \cdot K_\sigma \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 1967 + 1 \cdot 0) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2360H.$$

$$L = \left(\frac{31900}{2360} \right)^3 = 2470,2 \text{ млн. оберт.}, \text{ що відповідає 7 рокам служби}$$

підшипників.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики. М., 1983, ч.П.

2. Теория механизмов и машин /Под ред. К.В.Фролова. М., 1982.

3. Феодосьев В.И. Соппротивление материалов. М., 1985.

4. Гузенков П.Г. Детали машин. М., 1966.

5. Отраслевая нормаль Минцветмета. Редукторы, моторредукторы, № 0-16404, Л., 1982.

6. Параметры муфт, ГОСТ 20864- 82, ГОСТ-21424-75.

7. Курсовое проектирование деталей машин А.В.Кузьмин и др., ч.1,2, Минск, 1962.

8. Проектирование механических передач /С.А.Чернавский и др. М., 1964.

9. Поляков В. С. и др. Справочник по муфтам. Л., 1979.

Додаток А

Титульний лист пояснювальної записки курсової роботи

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

Кафедра "Механіка"

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КУРСОВОЇ РОБОТИ
З ДИСЦИПЛІНИ "Прикладна механіка"

Розробив
Ст. гр.Е310

/ Степанов Є.М./

Керівник

/ Іванов Е. М /

2002 р.

Додаток Б

Б 1 - Моменти інерції обертових частин планетарного (I_2) і циліндричного (I_3) редукторів

Момент на вихідному валі, $[H \cdot m]$	10	50	200	600	1000	5000
$I_2, Kz \cdot m^2$	0,8	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0
$I_3, Kz \cdot m^2$	0,004	0,02	0,07	0,2	0,35	0,5

Додаток В

В1 - Асинхронні двигуни серії 4А основного виконання

Типорозмір електродвигуна	Номінальна потужність, (кВт)	Момент інерції ротора, (кгм ²)	Типорозмір електродвигуна	Номінальна потужність, (кВт)	Момент інерції ротора, (кгм ²)	Типорозмір електродвигуна	Номінальна потужність, (кВт)	Момент інерції ротора, (кгм ²)
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Синхронна частота обертання 3000 об/хв								
4АА50А2 3	0,09	0,000025	4А71А2 3	0,75	0,00097	4А1002 3	5,5	0,0075
4АА50В2 3	0,12	0,000028	4А71В2 3	1,1	0,0011	4А112М2 3	7,5	0,01
4АА56А2 3	0,18	0,000042	4А80А2 3	1,5	0,0018	4А13М2 3	11	0,023
4АА56В2 3	0,250	0,00047	4А80В2 3	2,2	0,021	4А1602 3	15	0,048
4АА632 3	0,37	0,00076	4А902 3	3,0	0,0035	4А1602 3	18,5	0,053
4АА63В2 4 3	0,55	0,0009	4А10082 3	4,0	0,0059	4А1802 3	22	0,07
						4А180М2 3	30	0,085

В1 (продовження)

Синхронна частота обертання 1500 об/хв								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
4AA50AYУЗ	0,06	0,000029	4A71AYУЗ	0,55	0,0013	4A112M4Y3	5,5	0,017
4AA50BYУЗ	0,09	0,000033	4A71BYУЗ	0,75	0,0014	4A132YУЗ	7,5	0,028
4AA56AYУЗ	0,12	0,0007	4A80AYУЗ	1,1	0,0032	4A132M4Y3	11,0	0,04
4AA56BAYУЗ	0,18	0,00079	4A80B4Y3	1,5	0,0033	4A1604Y3	15,0	0,1
4AA63AAУЗ	0,25	0,0012	4A904Y3	2,2	0,0056	4A60M4Y3	18,5	0,13
4AA63B4Y3	0,37	0,0014	4A100AY3	3,0	0,0087	4A1804Y3	22	0,19
			4A1004Y3	4,0	0,011	4A180M4Y3	30	0,23
Синхронна частота обертання 1000 об/хв								
4AA63A6Y3	0,18	0,0018	4A90Y3	1,5	0,0073	4A1606Y3	11,0	0,14
4AA63B6Y3	0,25	0,0022	4A1006Y3	2,2	0,013	4A160M6Y3	15,0	0,18
4AA71A6Y3	0,37	0,0017	4A112MA6Y3	3,0	0,017	4A180M6Y3	18,0	0,22
4AA71B6Y3	0,55	0,0020	4A112MB6Y3	4,0	0,021	4A200M6Y3	22,0	0,4
4A80A6Y3	0,75	0,0031	4A132Y3	5,5	0,04	4A2006Y3	30,0	0,45
4AV0B6Y3	1,1	0,0046	4A132M6Y3	7,5	0,058			
Синхронна частота обертання 750 об/хв								
4A71B3Y3	0,25	0,0019	4A112MA8Y3	2,2	0,017	4A180M3Y3	15,0	0,25
4A80A8Y3	0,37	0,0034	4A112MB8Y3	3,0	0,025	4A200M8Y3	13,5	0,4
4A80B8Y3	0,55	0,0041	4A1328Y3	4,0	0,042	4A2008Y3	22	0,45
4A908Y3	0,75	0,0067	4A132M8Y3	5,5	0,057	4A225M8Y3	30	0,740
4A90B8Y3	1,1	0,0086	4A16083	7,5	0,14			
4A1008Y3	1,5	0,013	4A160M8Y3	11,0	0,18			

Додаток Г

Г1 - Редуктори циліндричні горизонтальні

Позначення	Передаточне число	Крутний момент на вихідному валу, Н . м	Число обертів швидкохідного валу, об/хв	Тип редуктора	Виробник	ГОСТ, нормаль	Креслення, стор.	
1	2	3	4	5	6	7	8	
РЦ1-150 А	1,83÷8,0	1490÷2500	600+1500	Одноступеневий -“-	Ленінградськ. Іжевськ. редукторний завод	0-164404	<u>0-14118</u> 17	
ЦУ-100		250	1500			-“-	-“-	
ЦУ-160		1000	-“-			-“-	-“-	
ЦУ-200	2 ÷6,3	2000	-“-			-“-	-“-	<u>0-15053</u>
ЦУ-250		4000	-“-			-“-	-“-	19
Ц2У-100	8÷40	250	1500	Двохступеневий -“-	-“-	-“-		
Ц2У-125		500	-“-			-“-	-“-	
Ц2У-160		1000	-“-			-“-	-“-	<u>0-15054</u>
Ц2У-200		2000	-“-			-“-	-“-	21
Ц2У-250		4000	-“-			-“-	-“-	
РЦА-250	10÷40	45,1÷939	500÷1500	Двохступеневий -“-	-“-	-“-		
РЦД-350		1020-2340	-“-			-“-	-“-	
РЦД-400		1890÷3950	-“-			-“-	-“-	<u>0-12329</u> 23

Додаток Г

Г1 (продовження)

5	6	7	8				
Ц2УН-250	8÷50	4000	1500	-“- з зачепленням Новікова	Київськ редукт. завод Майкоп-	-“-	<u>0-16407</u> 31
Ц2У÷315Н		7800	1000÷1500				
Ц2У-400Н		15900	-“-	-“-	редукт.		
Ц2Н-500		45200	200÷1500	-“-	завод		<u>0-15053</u>
ЦДН-650		50000	-“-	-“-	-“-	-“-	34
ЦДН-710	71000				Дніпро- петро- вськ. завод мета- лургійно го устанку- вання		
ЦДНД-200	10÷40	1800	750÷1500	÷	Вороши- лов. завод вугільн. машино- будуван- ня		<u>0-16409</u> 37
ЦНДН-315		6000					
ЦНДН-400		1200					

Г1 (продовження)

1	2	3	4	5	6	7	8
PM-500		27500	600÷1500	Двохступене-	Ленінгра		
PM-650	8,23÷57	63500	-“-	вий	д.		
PM-750 Б		95000	-“-	-“-	машза-		<u>0-14121</u>
					вод		28
PM-850 Б		122800	-“-		-“-		
PM-1000 Б		209000	-“-	-“-			<u>0-1221</u>
Ц2-250		635 4050	-“-				59
Ц2-300		9555950	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-350		1550 9580	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-400	8÷50	3030 19200	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-600		1470 65000	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-65		1470 65000	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-750		21500 89500	-“-	-“-	-“-	-“-	
Ц2-1000		49500 210000	-“-	-“-	-“-	-“-	
PK-450		10840 48650	600-1500	Двохступін.	Іжевськ.	÷	<u>0-16410</u>
PK-500		13870 64850	÷	кранові	редук-	÷	46
PK-600		28650 101470	÷		торний	÷	
					завод		

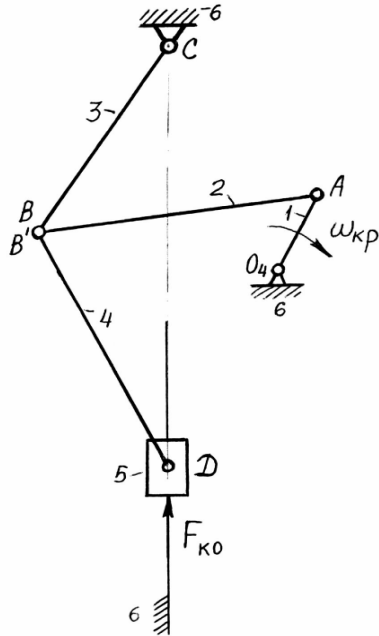
Г1 – (продовження)

1	2	3	4	5	6	7	8
КЦ1-200	6,29 -27,5	2320 3870	600 - 1500	Конічні- циліндричні двохступе- неві	Ленін- град. машза- вод	÷	<u>0-15064</u> 56
КЦ1-250		4550 7850	÷			÷	
КЦ1-300		7840 12450	÷			÷	
КЦ1-400		18600 3100	÷			÷	
КЦ1-500		3520 6050	÷			÷	

Додаток Д

Завдання № 1

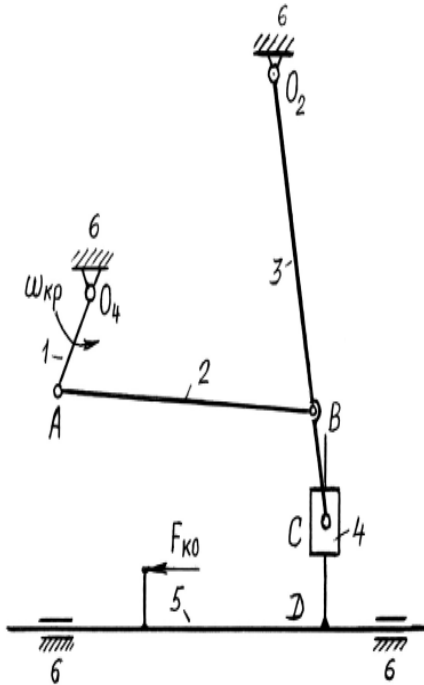
Механізм преса



Варіант	Вихідні данні					
	$n_{кр}$	$n_{ов}$	$M_{ко}^{(max)}$	$A_{ко}^{(36)}$	$I_{max}^{(кр)}$	δ
1	90	1500	209	262	19,5	0,10
2	87		240	304	26,5	
3	85		280	358	37,5	
4	82		317	413	50,3	
5	78		362	483	57	0,12
6	75		331	510	53,9	
7	70		380	590	78,3	
8	65		483	712	114,8	
9	63		524	753	147,5	
10	62		433	559	157,5	
11	60	469	618	104		
12	65	420	698	128,7		
13	55	517	777	140,6	0,16	
14	53	567	847	176,8		
15	58	615	704	206,9		
16	52	550	745	169,9		0,18
17	50	600	780	173,5		
18	48	640	846	209,3		
19	45	695	938	260,7		
20	40	1000	745	1025	316,0	

Завдання № 2

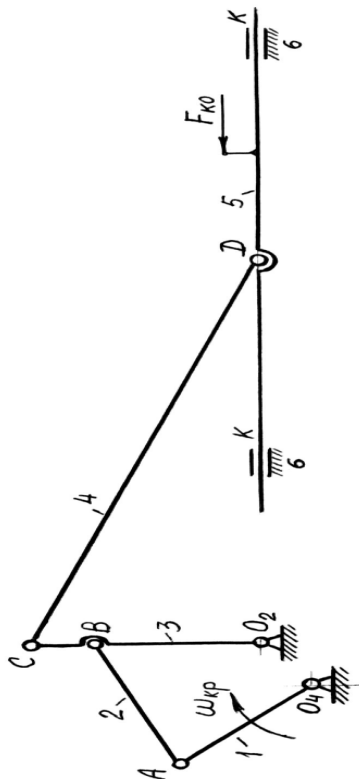
Механізм конвеєра



Варіант Г	Вихідні дані					
	$n_{кр}$	$n_{об}$	$M_{ко}^{(max)}$	$A_{ко}^{(36)}$	$I_{max}^{(кр)}$	δ
1	90	1500	412	1338	65,9	0,10
2	87		425,8	1382,8	72,7	
3	85		461,5	1498,8	80,3	
4	82		476,0	1545,6	88,1	
5	80		513,7	1668,3	96,8	
6	78		528,8	1717,3	86,2	0,12
7	76		568,7	1846,7	93,6	
8	74		584,6	1898	102,3	
9	72		626,4	2034	111,5	
10	70		642,9	2087,6	120,6	
11	68	1000	686,8	2230	110,2	0,14
12	66		704	2286,6	119	
13	64		750	2435,5	129,4	
14	62		767,9	2493,5	139,4	
15	60					
16	58		834	2709,8	140	0,16
17	56		884,6	2872,6	152,5	
18	54		903,8	2935	164,2	
19	52		956	3104,6	178,8	
20	50		976	3169	192,1	

Завдання № 3

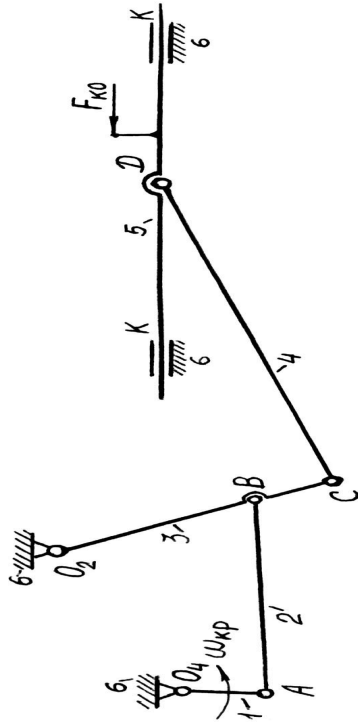
Механізм конвеєра



Варіант Г	Вихідні дані					δ
	$n_{кр}$	$n_{дв}$	$M_{ко}^{(max)}$	$A_{ко}^{(36)}$	$I_{max}^{(кр)}$	
1	60	1000	389	1194	83,9	0,10
2	58		448	1234	133,7	
3	55		486	1337,7	153,9	
4	53		501,4	1370,5	912,9	
5	50		541	1489	161,5	0,12
6	59		545,6	1533	139,7	
7	57		586,7	1648,5	97,1	
8	54		603	1694,9	173	
9	52		646	1815,7	-	0,14
10	51		663	1863,5	175,8	
11	60		708,6	1990,9	165	
12	58		715,2	2040,9	173,5	
13	55		761,9	2174,3	166,9	0,16
14	54		780	2226	178,5	
15	59		859,5	2364,9	193	
16	57		829,8	2419,6	183,5	
17	56		879,7	2565	153	0,20
18	54		842	2453	163,9	
19	52		959,8	2771,9	185	
20	50		979,8	2829,7	200	

Завдання № 4

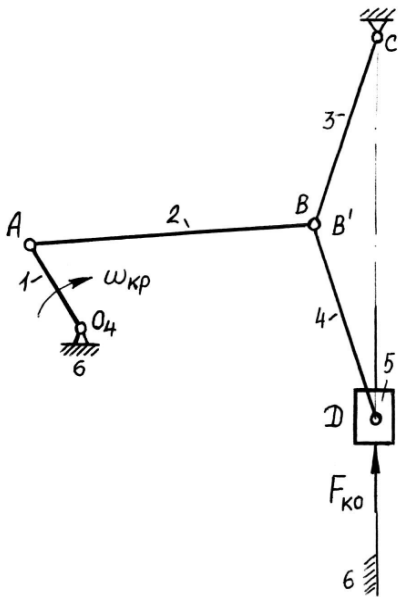
Механізм конвеєра



Вариант	Вихідні данні					
	$n_{кр}$	$n_{дв}$	$M_{ко}^{(max)}$	$A_{ко}^{(36)}$	$I_{max}^{(кр)}$	δ
1	90	1500	610,6	1799,5	58,8	0,10
2	87		631	1859,5	64,9	
3	84		673	1983,5	72,6	
4	82		694	2045,5	79,1	
5	80		738,2	2175,4	78,9	0,11
6	78		766	2240,3	86,4	
7	76		812,6	2376,3	95,2	
8	74		835	2412,3	103,2	
9	72		870	2585,2	103,9	0,12
10	70		913,8	2653	112,6	
11	68	964,8	2801	123,5		
12	66	988,9	2871	133,7	0,13	
13	64	1049	3025,4	135		
14	62	1074,2	3097,5	146,1		
15	60	1129,7	3257,6	159,1		
16	58	1155,4	3331,6	173,7	0,15	
17	56	1227,9	3496,8	164,0		
18	54	1254,6	3572,8	177,7		
19	52	1315	3744,8	195,6		
20	50	1342,4	3822,8	214,3		

Завдання № 5

Механізм преса



Варіант τ	Вихідні данні					
	$n_{кр}$	$n_{дв}$	$M_{нс}^{(max)}$	$A_{нс}^{(36)}$	$I_{max}^{(кр)}$	δ
1	90	1500	1260	1601	300,6	0,04
2	120	2000	987	1312,7	135,6	0,04
3	85	2000	1609,8	2127,6	139,2	0,04
4	60	1000	709	541,9	157,5	0,05
5	60	1000	4024	5282,8	1759	0,05
6	145	2500	856	1176,5	65,57	0,05
7	100	2000	1660	2147	262,6	0,05
8	75	2000	5507	9471	832,6	0,06
9	90	1500	2283	2837	357,4	0,06
10	60	1000	3358	4198	1196,8	0,06