

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький державний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
до виконання курсового проекту з дисципліни
“Механіка”
для студентів спеціальності 8.091001
“Виробництво електронних засобів”
всіх форм навчання

Затверджено:
на засіданні кафедри
“Опір матеріалів”
Протокол № 9
від 2 червня 2000 р.

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни “Механіка” для студентів спеціальності 8.091001 “Виробництво електронних засобів” усіх форм навчання / Укл.: Б.О. Трескунов, Л.І. Ленкова, С.М. Борисова, - Запоріжжя: ЗДТУ. 2000 –27 с.

Укладачі: Б.О. Трескунов, доцент, к. т. н.
Л.І. Ленкова, асистент
С.М. Борисова, ст. викладач

Рецензент: Будник А.О., доцент, к. т. н.

Відповідальний за випуск
зав. каф.

Шевченко В.Г.

З МІСТ

1 Загальні вимоги.....	4
2 Рекомендації до розрахунку редуктора.....	5
2.1 Кінематичний розрахунок редуктора.....	5
2.2 Визначення розрахункових навантажень у передачах редуктора.....	8
2.3 Розрахунок на міцність передачі зачепленням.....	9
2.4 Компоновка редуктора.....	14
2.5 Розрахунок вихідного вала на міцність.....	18
2.6 Розрахунок вала на витривалість.....	19
2.7 Розрахунок підшипників.....	23
3 Вказівки до виконання графічної частини проекту.....	24
Список використаних джерел.....	27

1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ

Тема проекту – проектування передавального механізму (редуктора), що входить до складу одного із виконавчих механізмів радіоелектронної апаратури.

Мета проектування:

- 1 закріплення і систематизування знань, що отримані при вивченні дисципліни “Механіка”;
- 2 вивчення особливостей конструктивного розрахунку і компонування радіоелектронної апаратури;
- 3 придбання навичок самостійної роботи із технічною, довідковою і нормативно-технічною літературою.

Курсовий проект містить в собі розрахункову і графічну частини.

Зміст розрахункової частини проекту:

Вступ

- 1 Принцип роботи та будова механізму.
- 2 Кінематичний розрахунок приводу:
 - 2.1 Вибір електродвигуна
 - 2.2 Кінематика редуктора
- 3 Розрахунок на міцність редуктора
 - 3.1 Визначення розрахункових навантажень у передачах редуктора
 - 3.2 Розрахунок на міцність передач зачеплення
 - 3.3 Компонування редуктора
 - 3.4 Розрахунок вихідного валу на міцність
 - 3.5 Розрахунок вихідного валу на витривалість
 - 3.6 Розрахунок підшипників кочення

- 4 Вибір допусків та посадок

Графічна частина проекту:

- 1 Компонування редуктора на міліметрівці – А3
- 2 Складальне креслення приводу – А1
- 3 Креслення 4-х деталей – А1

Розрахункова частина проекту оформляється у вигляді пояснювальної записки згідно СТП 15-96[1].

Склад пояснювальної записки:

- 1 титульний лист
- 2 завдання на курсовий проект
- 3 реферат

- 4 зміст
- 5 основна частина
- 6 список використаних джерел
- 7 додаток.

2 РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО РАЗРАХУНКУ РЕДУКТОРА

2.1 Кінематичний розрахунок редуктора

У цьому розділі пояснювальної записки до курсового проекту необхідно підібрати приводний електродвигун, визначити частоту обертання вихідного вала редуктора, знайти загальне передаточне відношення редуктора і розділити його по окремим ступеням.

Якщо у завданні не задана частота обертання $n_{\text{в}}$, (об./хв.) вихідного вала редуктора, то необхідно її визначити, при умові рівномірного руху, за формулою:

$$n_{\text{в}} = \frac{30 \cdot \omega_p}{\pi} = \frac{30}{\pi} \cdot 2\pi \frac{\theta_p}{360t} = \frac{\theta_p}{6t}, \text{ об./хв.} \quad (2.1)$$

де θ_p , рад., - кут повороту вихідного вала редуктора за час t , с.

Вираз (2.1) можливо використовувати і тоді, коли кутова швидкість ω_p задана у градусах за секунду (град/с.). У цьому випадку $t=1$ с, і ω_p чисельно дорівнює θ_p , і тому після підстановки у (2.1) дістанемо:

$$n_{\text{в}} = \frac{\omega_p}{6 \cdot t} = \frac{\omega_p}{6 \cdot 1} = \frac{\theta_p}{6}, \text{ об./хв.} \quad (2.2)$$

Для редукторів, які використовуються у механізмах подачі паперу, частота обертання вихідного валу визначається виходячи із швидкості $V_{\text{п}}$ м/хв руху паперу і діаметра $d_{\text{б}}$, мм, подавального барабана

$$n_{\text{в}} = \frac{1000 \cdot V_{\text{п}}}{\pi d_{\text{б}}}, \text{ об./хв.} \quad (2.3)$$

У випадку, коли між редуктором і виконавчим механізмом передбачена проміжна зубчата передача (зовнішня ступень) із

передаточним відношенням $i_{зоб}$, частота обертання вихідного вала редуктора визначається

$$n_B = n_{BX} \cdot i_{зоб}, \text{ об./хв.} \quad (2.4)$$

де n_{BX} , об. хв. – частота обертання вхідного валу виконавчого механізму.

При відомих значеннях кутової швидкості вихідного вала ω_g і крутильного моменту опору T_c , Нм прикладеного до вихідного вала редуктора із боку виконавчого механізму, потрібна потужність на вихідному валу визначається за формулою

$$P_B = T_c \cdot \omega_g, \text{ Вт.} \quad (2.5)$$

Потужність двигуна повинна бути більшою, тому що при роботі передаточного механізму частина енергії джерела руху витрачається для компенсації механічних витрат.

$$P_{дв} = \xi \cdot \frac{P_B}{\eta}, \text{ Вт} \quad (2.6)$$

де $\xi = 1,05 \dots 1,1$ - коефіцієнт запасу, що враховує необхідність подолання динамічних навантажень у момент розгону редуктора і зв'язаного з ним виконавчого механізму;

η - ККД привода.

Орієнтовно можна приймати:

Найменування передачі	η
Циліндрична	0,95...0,97
Конічна	0,92...0,95
Черв'ячна	
z=1	0,5...0,7
z=2	0,65...0,8
z=4	0,8...0,9

$\eta=0,98 \dots 0,99$ для однієї пари підшипників кочення.

Загальний ККД редуктора визначається як добуток ККД окремих елементів, які входять у кінематичний ланцюг.

По обчисленій потужності електродвигуна (див.2.6) приймаємо тип двигуна [2]. Після вибору електродвигуна необхідно записати його основні технічні дані і зробити ескіз із зазначенням габаритних і при-

єднувальних розмірів, а також вказати тип і характеристику джерела живлення.

Після вибору двигуна можливо визначити передаточне відношення редуктора

$$i_p = \frac{n_{дв}}{n_b} \quad (2.7)$$

а потім провести його розподіл по окремим ступеням передач так, щоб виконувалась умова $i_{np} = i_1 \cdot i_2 \dots i_k$,
де $i_1, i_2 \dots i_k$ – відповідне передаточне відношення окремої ступені редуктора;

k – кількість ступенів.

Значення передаточних відношень окремих ступенів із циліндричними колесами зовнішнього зачеплення повинно знаходитись у межах 1...6 для силових передач і при цьому повинна виконуватись умова $i_1 > i_2 > i_3 \dots > i_k$.

Співвідношення між передаточними відношеннями окремих ступенів редуктора залежить від величини i_p і числа ступенів. Для двохступеневого редуктора силового привода із циліндричними зубчастими колесами значення i_1 та i_2 можливо знайти за формулами

$$i_1 = 1,2\sqrt{i_p}, \quad i_2 = i_p / i_1 \quad (2.8)$$

Передаточне відношення черв'ячних пар повинно знаходитись у межах 30...50 і з метою скорочення габаритних розмірів передатного механізму черв'ячну пару бажано розміщувати на останній ступені.

Після знаходження кількості ступенів редуктора складається кінематична схема редуктора. На кінцевому етапі розробки кінематичної схеми редуктора необхідно визначити кількість зубців коліс кожної ступені.

Рекомендуємо число зубців шестерні для евольвентного зачеплення $z_1 = 17 \dots 28$ [4].

З метою збільшення плавності руху у швидкохідних ступенях число зубців шестерні повинно бути наближеним до верхньої границі і по мірі переходу до кінцевої ступені це число необхідно зменшувати.

Число зубців стикаємого із шестернею колеса визначається за співвідношенням

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12}$$

Для черв'ячних передач приймають число заходів черв'яка $z_1=1; 2; 4$ так, щоб число зубців черв'ячного колеса задовольняло умові $z_2 \geq 28$.

Після визначення кількості зубців усіх коліс редуктора і уточнення передаточних відношень окремих його ступеней необхідно встановити дійсне значення i_p . Відхилення від раніше визначеного i_p не повинно перевищувати $\pm 2,5\%$. Якщо ця умова не виконується, то необхідно скоректувати величини передаточних відношень окремих ступеней редуктора. Результати розрахунків мають бути приведені у вигляді таблиці 2.1 і нумерація зубчастих коліс повинна відповідати розробленій кінематичній схемі редуктора.

Таблиця 2.1

Ступені	Номера коліс	Кількість зубців	Дійсне передатне відношення
1			$i_{12} =$
2			$i_{34} =$

Визначаємо частоту обертання усіх валів редуктора:

$$n_I = n_{дв}$$

$$n_{II} = n_I / i_{12}$$

$$n_{III} = n_{II} / i_{34}$$

2.3 Визначення розрахункових навантажень у передачах редуктора

Визначаємо розрахункові навантаження

$$T_{III} = T_c ;$$

$$T_{II} = T_{III} / i_{34} \cdot \eta_n \cdot \eta_{зуб.н.} ;$$

$$T_I = T_{II} / i_{12} \cdot \eta_n \cdot \eta_{зуб.л.}$$

Розрахункове навантаження T_1 на шестерні першої ступені, яке відповідає крутильному моменту на валу двигуна, слід відрізнити від номінального крутильного моменту ($T_{\text{дв.н.}}$), значення якого наведено у технічних даних прийнятого привідного двигуна.

$$T_{\text{дв.н.}} = T_1 < T_{\text{дв.н.}}$$

2.3 Розрахунок на міцність передач зачепленням

Вибираємо матеріал для виготовлення зубчастих коліс згідно рекомендації [5] і [6].

У механізмах радіоелектронного обладнання поширене застосування мають дрібномодульні колеса ($m < 1.0$ мм) при виготовленні яких використовують не тільки сталь, але і інші конструкційні матеріали. З врахуванням цієї обставини і деяких спрощень формула для визначення розрахункової ділильної міжосьової відстані “ a ” циліндричної зубчастої передачі у випадку проведення проектних розрахунків на контактну міцність має вигляд [6.4].

$$a \geq 0.82(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot E_{np} \cdot \cos^2 \beta}{[\sigma_H]_{\min}^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}} \quad (2.9)$$

де $u = z_2 / z_1$ – передачне число розрахункової ступені;

T_1 – крутильний момент, прикладений до шестерні, Н·мм;

$K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ – поправочні коефіцієнти, які враховують відповідно розподілене навантаження по ширині зубчастого вінця і динамічне навантаження у зачепленні;

$E_{np} = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ – зведений модуль пружності матеріалів шестерні та колеса, Н/мм²;

β – кут нахилу зубців колеса на ділильному циліндрі, град.;

$[\sigma_H]_{\min}$ – мінімальне за величиною припустиме контактне напруження для одного із двох матеріалів зубчастих коліс розрахункової ступені, Н/мм²;

$\psi_{ba} = b_w / a$ – розрахунковий коефіцієнт ширини зубців.

Індекс H відноситься до величин, які використовуються при розрахунку зубців на контактну міцність. Знаки “плюс” та “мінус” відно-

сяться відповідно до зовнішнього та внутрішнього зачеплення. В окремо розглядаємії одноступеневій передачі індекс “1” відноситься до шестерні, а індекс “2” – до колеса.

Методика визначення коефіцієнтів $\kappa_{н\beta}$ і κ_{nv} наведена у [5] та [6].

Значення $[\sigma_H]$ можна приймати за допомогою таблиці 10.6 [5].

Значення модулів пружності найбільш поширених конструкційних матеріалів приведені у таблиці 10.5[5] і п.15[4].

У таблиці 10.4 [5] є рекомендації до вибору матеріалів коліс.

Після визначення міжосьової відстані “ a ” необхідно знайти значення модуля зачеплення зубців розрахункової ступені за формулою:

$$m = \frac{2a' \cos \beta}{z_1 + z_2} \quad (2.10)$$

де z_1 і z_2 – відповідно числа зубців шестерні та колеса.

Отримане значення модуля m' слід округляти у більший бік до найближчого стандартного значення m (табл.8.1[6], табл.10.1[5]).

Слід віддавати перевагу першому ряду модулів зачеплення, ніж другому.

У передатних механізмах радіоелектронних приладів, беручи до уваги технологічність, не приймають значення модулів зачеплення менше ніж 0,3мм.

Робоча ширина вінця колеса та шестерні розрахункової ступені може бути визначена

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a \quad (2.11)$$

Розрахунок на контактну міцність є визначальним для зубчастих передач, працюючих у закритих корпусах редукторів за умовою багатого мастила. Як перевіряючий розрахунок для таких передач використовується розрахунок зубців на витривалість при згині з метою перевірки умови міцності, наприклад зубці в шестерні.

$$\sigma_F = \frac{2T_{1F} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1} \cdot \cos^2 \beta}{m^2 \cdot b_1 \cdot z_1} \leq [\sigma_F] \quad (2.12)$$

де σ_F – розрахункове значення напруження згинання в матеріалі зубців шестерні, МПа;

T_I – крутильний момент, прикладений до шестерні, Н·мм;

$K_{F\beta}$, K_{FV} – поправочні коефіцієнти;

$Y_\beta = 1 - \beta / 140$ – коефіцієнт, враховуючий нахил зубців косозубої передачі;

β – кут нахила зубців зубчастого колеса, град;

Y_{F1} – коефіцієнт, враховуючий форму зубців шестерні, він залежить від приведеної кількості зубців, тобто $z_{V1} = z_1 / \cos^3 \beta$ (тут z_1 – кількість зубців шестерні);

m – модуль зачеплення, мм;

b_I – фактична ширина вінця шестерні, мм;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження на згинання матеріала зубців шестерні, МПа.

Ширина вінця колеса визначається як $b_2 = b_m$, а ширина вінця шестерні – $b_I = b_2 + (1 \dots 3)$, мм.

Коефіцієнти $K_{F\beta}$ і K_{FV} залежать від тих же чинників, що і раніше згадані коефіцієнти $K_{H\beta}$ та K_{HV} . Значення $K_{F\beta}$ приблизно на 15...20% більше значення $K_{H\beta}$, а коефіцієнти K_{FV} і K_{HV} практично можна вважати однаковими.

Коефіцієнт Y_F визначається із таблиці 8.10 [6], або таблиці 3.1 [4]. Значення $[\sigma_F]$ може бути прийнято із таблиці 10.5 [5], причому $[\sigma_F]$ для нереверсивних передач відповідає значенню $[\sigma]_0$, а для реверсивних $[\sigma]_{-1}$.

Розрахунок на витривалість при згинанні є визначним при проектуванні відкритих зубчастих передач, працюючих в умовах абразивного зношування. У цьому випадку розрахунковою величиною є модуль зачеплення, який визначається за формулою

$$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_I \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} Y_{F1}}{Z_1^2 \cdot \psi'_{bd} [\sigma_F]}}, \text{ мм} \quad (2.13)$$

де $K_m = \sqrt[3]{2 Y_\beta \cdot \cos^2 \beta}$ – допоміжний коефіцієнт;

$\psi'_{bd} = \frac{\psi'_{ba}(u \pm 1)}{2}$ – розрахунковий коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса;

Z_1, Y_{F1} – відповідно кількість зубців і коефіцієнт форми зубців шестерні.

Розрахункове значення m' округляємо до ближчого стандартного m . Визначаємо дійсну міжосьову відстань

$$a_w = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) \text{ мм} \quad (2.14)$$

Перевіряючим розрахунком відкритих передач є розрахунок на контактну міцність за формулою

$$\sigma_H = \frac{0.74}{a} \sqrt{\frac{T_1(u \pm 1)^3 K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_{np} \cos^2 \beta}{b_2 \cdot u}} \leq [\sigma_H]_{\min}, \text{ МПа} \quad (2.15)$$

де a та b_2 - відповідно фактичні значення міжосьової відстані і ширини зубчастого вінця колеса, мм.

Якщо в результаті перевірконого розрахунку одна із умов не виконується, то слід підвищити несучу здатність проектуємої ступені, в першу чергу за рахунок збільшення ширини b_1 і b_2 зубчастих вінців, або підібрати більш міцні матеріали для зубчастих коліс.

Для проведення проектуючих та перевіряючих розрахунків на міцність черв'ячних передач можуть бути використані такі формули:

$$a' \geq 0.63 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_{np}}{\left(\frac{z_2 [\sigma_H]_2}{q} \right)^2}} \quad (2.16)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot Y_{F2}}{m d_1 d_2 \cos \gamma} \leq [\sigma_F]_2 \quad (2.17)$$

$$m' \geq \sqrt[3]{\frac{2T_{2F} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} Y_{F2}}{qz_2 [\sigma_F]_2 \cos \gamma}} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{0.48}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{(\frac{z_2}{q} + 1)^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot E_{np}}{a^3}} \leq [\sigma_H]_2 \quad (2.19)$$

Формули (2.16) і (2.17) використовують при розрахунку закритих передач, а формули (2.18) і (2.19) – для відкритих передач. У цих формулах маємо такі позначення:

a' і a – відповідно розрахункова і фактична міжосьова відстань черв'ячної передачі, мм;

z_2 – кількість зубців в черв'ячного колеса;

q – коефіцієнт діаметра черв'яка за стандартом [6], причому треба приймати його значення із першого ряду: 6,3; 8,0; 10; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

T_2 – крутильний момент на черв'ячному колесі, Н·мм;

m' , m – відповідно розрахункове і фактичне значення в осьовому перерізі черв'яка, мм (згідно стандарту треба приймати модуль із ряду 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,80; 1,0; 1,25; 1,6 і т.д., також можна приймати значення модуля – 0,3; 0,6; 1,5; 3,0);

$d_1 = mq$, $d_2 = mz_2$ – відповідно ділильні діаметри черв'яка і черв'ячного колеса, мм;

$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$ – ділильний кут підйому лінії витка черв'яка, град;

$z_1 = 1; 2; 4$ – кількість заходів черв'яка;

Y_{F2} – коефіцієнт, враховуючий форму зубців колеса, який приймається із таблиць 9.4 [6] або 3.1 [4] для приведеної кількості зубців колеса

$$Z_{w2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$

Значення допустимих напружень $[\sigma_H]_2$, $[\sigma_F]_2$, МПа, для зубців черв'ячних коліс матеріали можна приймати із таблиць 9.5 [6] і 12.3 [5],

коефіцієнти K_β і K_V можна приймати: при постійному навантаженні $K_\beta=1,0$, а при змінному - $K_\beta=1,1 \dots 1,3$; коефіцієнт K_V залежить від коллової швидкості, так при $V_f \leq 3$ м/с. $K_V=1,0 \dots 1,1$, а при $V > 3$ м/с - $K_V=1,1 \dots 1,3$.

При проведенні розрахунку на контактну міцність після визначення розрахункового значення "а" міжосьової відстані черв'ячної передачі за формулою (2.16), необхідно знайти значення модуля за формулою

$$m' = \frac{2a'}{z_2 + q}, \text{ мм} \quad (2.20)$$

Отриманий результат слід округлити у більший бік до найближчого стандартного значення m . По міркуванню технологічності редукторів радіоелектронних приладів необхідно приймати мінімальне значення модуля $m=0,3$ мм.

Фактична величина міжосьової відстані черв'ячної передачі визначається:

$$a = \frac{m}{2}(z_2 + q), \text{ мм} \quad (2.21)$$

В підрозділі пояснювальної записки до курсового проекту, присвяченому розрахунку на міцність передач зачепленням, повинні бути приведені обчислення усіх розмірів вінців зубчастих коліс, черв'яків та черв'ячних коліс. Результати визначення основних розмірів коліс для кожної ступені передачі необхідно надати у вигляді таблиці 2.2.

Таблиця 2.2

№ ко-ліс	z	m	a	d	d_a	d_f	b
1							
2							

2.4 Компонівка редуктора

Розрахунок валів на етапи ескізного проектування є орієнтовним, тому що відомі тільки значення крутильних моментів, які передають вали. Мінімальний діаметр вала визначається за формулою:

$$d_{min} \geq \sqrt[4]{\frac{T}{0.1G[\theta]}}, \text{ мм} \quad (2.22)$$

де T - крутильний момент на валу, Н·мм;

G - модуль пружності другого роду, можна прийняти $G= 8 \cdot 10^4$ МПа для сталі;

$[\theta]$ - відносний допустимий кут закручення, в розрахунках можна приймати $[\theta]=(0.15 \dots 0.25) \cdot 10^{-4}$ рад/мм.

Мінімальне значення діаметра валу не може бути менше ніж 3 мм. Дійсні значення діаметрів по конструктивним міркуванням можуть бути значно збільшені. Діаметр цапфи вала можна прийняти орієнтовно як $d_{ц}=0.8d_b$ і округлити до найменшого стандартного значення.

По діаметру цапфи приймають підшипники кочення легкої або середньої серії. Розміри підшипників в кочення, основні технічні характеристики наведені у [8] методичних вказівках для підбору підшипників і способу їх установлення на валах [4, 5, і 6].

Після того, як вибрано двигун, розроблена кінематична схема передатного механізму, визначені геометричні розміри зубчастих коліс, знайдені діаметри валів та визначені підшипники, можна розпочинати ескізу проробку або компоновку редуктора. Результатом виконання цього етапу повинен бути ескіз(компоновочна схема) редуктора у двох або трьох проекціях.

Ескізне складальне креслення виконується олівцем на міліметрівці по можливості у масштабі 1:1.

У цьому випадку креслення дає наочне уявлення о дійсних розмірах конструкції, складається реальне загальне уявлення о пропорційності міцності і жорсткості окремих деталей і всієї конструкції редуктора в цілому. Ескізне креслення після нанесення відповідних виправлень і уточнень є основою для виконання складального креслення на ватмані.

Методика розробки ескізних проектів малогабаритних передатних механізмів достатньо докладно викладена у [4, 7 і 10].

Креслення компоновочної схеми рекомендуємо починати з головного вигляду, на якому редуктор розташований у робочому положенні. Якщо положення редуктора на об'єкті невідоме, то його слід зображати таким чином, щоб вісі усіх валів або більшість із них (при наявності черв'ячної передачі) були паралельні нижчій кромці

креслення (основного надпису). Для отримання максимуму інформації про форму розташування деталей у середині корпуса механізму необхідно головний вигляд редуктора суміщати із поздовжнім розрізом.

Одним із основних питань, яке розв'язується при компонованні передатного механізму є визначення довжини валів. Відстань між стінкою редуктора і зубчастим колесом треба приймати 1...4 мм [4,10].

При складанні компоновочної схеми слід нанести тільки контури окремих деталей, які входять в той чи інший вузол. Важливо забезпечити зручність складання і розбирання як окремих складальних одиниць, так і усього редуктора в цілому. Габаритні розміри корпуса редуктора як правило установлюють у плані на вигляді з боку або зверху. З метою отримання мінімальних розмірів корпуса передатного механізму, необхідно забезпечити компактне розташування їх геометричних осей. Питання конструювання корпусів малогабаритних передатних механізмів розглянуті у [4,6 і 7].

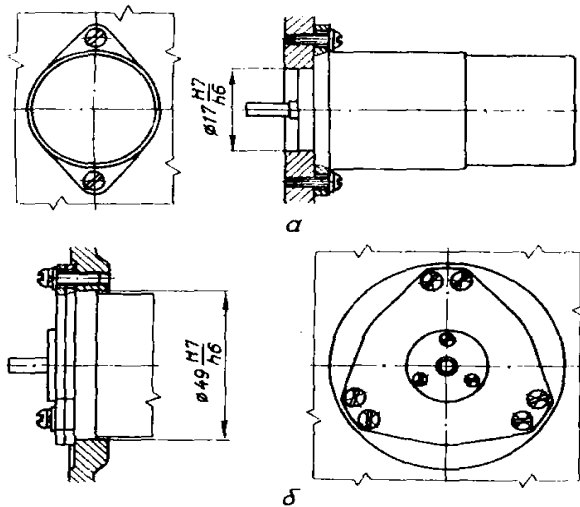


Рисунок 2.1 – Фланцеве кріплення електродвигунів у корпусах механізмів РЕА:
 а – центрування по торцевому паску;
 б – центрування за паском на корпусі двигуна.

Для установлення електричних мікромашин і інших комплектуючих виробів на корпусі редуктора повинні бути передбачені спеціальні приєднуючі місця, які оформляють у відповідності з рис. 2.1, 2.2.

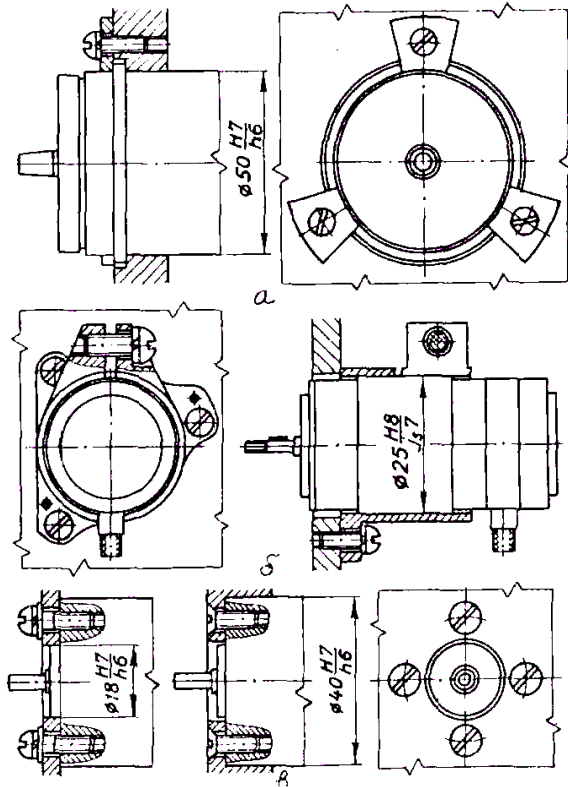


Рисунок 2.2 – Способи установки у корпусах механізмів РЕА електричних мікромашин з циліндричним корпусом:

- а – кріплення за допомогою накладок;
- б – кріплення за допомогою розрізного стакана
- в – кріплення за торець корпуса мікромашини.

2.5. Розрахунок вихідного вала на міцність

Після складання компоновочної схеми редуктора і визначення відстані між опорами вихідного вала, треба зробити його розрахунок на згин із крученням. Методика цього розрахунку викладена у [5].

Розрахунок повинен супроводжуватися рисунком, на якому слід надати схему навантаження вала, його розрахункову схему, а також епюри згинаючих моментів у двох взаємно перпендикулярних площинах і епюру крутного моменту.

Послідовність розрахунку вала на міцність:

- 1) визначаємо зусилля у зачепленні коліс, передаючих крутильний момент на розрахунковий вал;
- 2) визначаємо навантаження, які сприймаються валом на його кінці;
- 3) складаємо розрахункову схему вала;
- 4) так як під дією прикладених навантажень вал зазнає складного опору, то його навантажують силами, діючими у вертикальній та горизонтальній площинах і відповідно при цьому визначають реакції опор, значення згинаючого моменту на кожній із ділянок валу, а потім будують відповідні епюри згинаючих моментів;
- 5) будуємо епюру сумарних згинаючих моментів, $M_{\text{сум}}$;
- 6) навантажуюємо вал крутильним моментом і будуємо епюру крутних моментів, M_k ;
- 7) використовуючи епюри сумарних згинаючих моментів і епюру крутних моментів, знаходимо небезпечний переріз;
- 8) для небезпечного перерізу згідно III теорії міцності визначаємо момент еквівалентний, тобто розрахунковий

$$M_p^{III} = \sqrt{M_{\text{сум}}^2 + M_k^2} \quad ,$$

- 9) визначаємо максимальне напруження за формулою

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_p^{III}}{W} = \frac{M_p^{III}}{0.1d_g^3} \quad (2.23)$$

Повинна виконуватись умова $\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma]_{-1}$, де $[\sigma]_{-1}$ – допустиме напруження на згин матеріала вала при дії змінного навантаження.

Матеріал вала і його механічні характеристики визначаємо із таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Марка сталі	σ_M	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	$[\sigma]_{-1}$
20	420	251	189	95	67
25	460	280	207	103	74
35	540	320	243	120	86
40	580	340	256	128	93
45	610	360	275	138	97
50	640	380	288	144	100

2.6 Розрахунок вала на витривалість

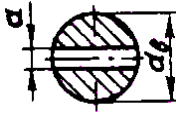
Зовнішнє навантаження вала у просторі нерухоме, а сам вал обертається з деякою кутовою швидкістю, тому матеріал валу знаходиться під дією змінних нормальних напружень згину, які змінюються за симетричним циклом і змінних дотичних напружень, які змінюються згідно пульсуючого циклу. При дії змінних напружень необхідно робити перевірочний розрахунок вала на витривалість з урахуванням концентраторів напружень (штифтові отвори, шпонкові пази, переходи переріза з галтелями при ступінчастій формі вала). Для кожного із цих місць визначається дійсне значення коефіцієнту запаса міцності в певній послідовності.

За сумарним значенням згинаючого моменту у даному перерізі, визначеному за допомогою раніше побудованих епюр, обчислюють напруження згину

$$\sigma_{32} = \frac{M_{\text{сум}}}{W'} \quad (2.34)$$

де W' - осьовий момент опору переріза з урахуванням ослаблення штифтовим отвором, який дорівнює $W' = W \cdot \varepsilon_{32}$ (див. таблицю 2.2). Ослаблення перерізу шпонковим пазом можна не враховувати і приймати $W' = W$ (осьовий момент опору без ослаблення).

Таблиця 2.2

					
d/d_B	$\varepsilon_{зГ}$	ε_K	d/d_B	$\varepsilon_{зГ}$	ε_K
0,06	0,925	0,964	0,35	0,475	0,686
0,10	0,850	0,926	0,40	0,400	0,636
0,16	0,775	0,884	0,45	0,330	0,573
0,20	0,700	0,840	0,50	0,270	0,515
0,25	0,625	0,791	0,55	0,215	0,458
0,30	0,550	0,740	0,60	0,170	0,400

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями згину визначається

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot E} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (2.35)$$

де σ_{-1} - границя витривалості при симетричному циклі (табл.2.1);

K_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напруження, приймається із рис.2.3, 2.4, 2.5.

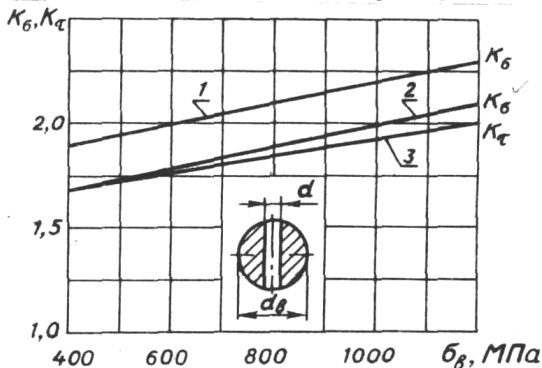


Рисунок 2.3 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень у зоні розташування поперечного отвору під штифт при згинанні та крученні

$$1 - \frac{d}{d_e} = 0.05 - 0.15;$$

$$2 - \frac{d}{d_e} = 0.15 - 0.25;$$

$$3 - \frac{d}{d_e} = 0.05 - 0.25;$$

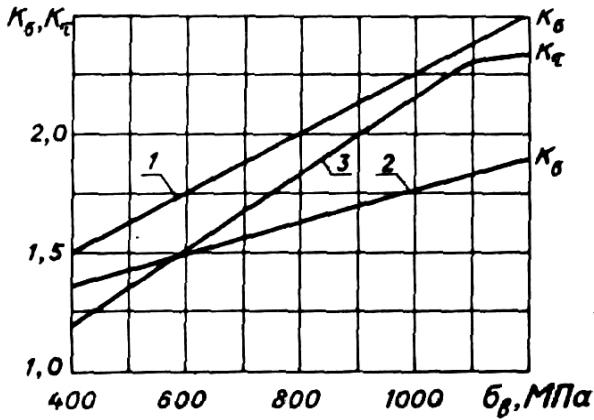


Рисунок 2.4 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень у зоні розташування шпоночної канавки при згинанні та крученні:

β – коефіцієнт зміцнення, який застосовується для валів з поверхневим зміцненням (при відсутності зміцнення $\beta=1,0$);

ε – масштабний чинник, враховуючий вплив розмірів перерізу вала (для проектуємих редукторів можна приймати $\varepsilon=1$);

σ_a – амплітудне значення напруження;

σ_m – середнє значення напруження.

При симетричному циклі зміни напруження слід приймати $\sigma_a = \sigma_{3z}$ і $\sigma_m = 0$.

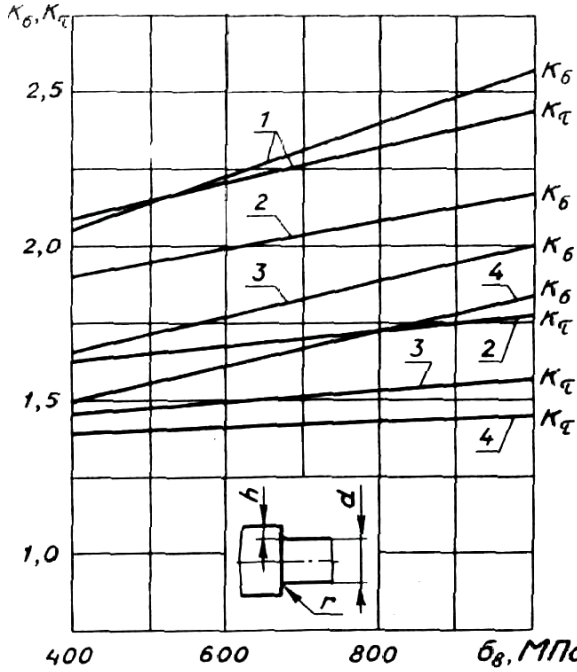


Рисунок 2.5 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень у зоні розташування галтели при згинанні та крученні:

$$1 - \frac{h}{r} = 5; \quad \frac{r}{d} = 0.01 \dots 0.002;$$

$$2 - \frac{h}{r} = 3; \quad \frac{r}{d} = 0.01 \dots 0.003;$$

$$3 - \frac{h}{r} = 2; \quad \frac{r}{d} = 0.01 \dots 0.005;$$

$$4 - \frac{h}{r} = 1; \quad \frac{r}{d} = 0.01 \dots 0.1.$$

Коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням кручення

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\beta \cdot \varepsilon} \tau_a + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m} \quad (2.36)$$

де τ_1 - границя витривалості при симетричному циклі ;

K_τ - ефективний коефіцієнт концентрації напруження, приймається із рис.2.3, 2.4, 2.5;

τ_a і τ_m - відповідне амплітудне і середнє значення дотичного напруження, при цьому

$$\tau_a = \tau_m = \frac{1}{2} \quad \tau_{max} = \frac{M_X}{2W'_p}$$

для пульсуючого циклу, де $W'_p = W_p \cdot \varepsilon_K = 0.2d_B^3 \cdot \varepsilon_K$ (див. табл. 2.2).

У формулах (2.35) і (2.36) ψ_σ і ψ_τ - це коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напруження:

для середньовуглецевих сталей

$$\psi_\sigma = 0.1 \quad \psi_\tau = 0.05$$

для легованих (при хромуванні)-

$$\psi_\sigma = 0.15 \quad \psi_\tau = 0.1$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \quad (2.37)$$

Допустиме значення коефіцієнту запаса міцності $[n]=1,5...2,5$. Якщо умова рівняння 2.37 не виконується, то потрібно або збільшити діаметр вала або прийняти більш міцніший матеріал і повторити розрахунок.

2.7 Розрахунок підшипників

Вибрані підшипники кочення для вихідного вала перевіряються на довговічність, тобто порівнюється розрахункова довговічність L_p , (млн. об.) із її фактичною довговічністю L , (млн. об.), при цьому повинна виконуватись умова

$$L \geq L_p \quad (2.38)$$

Враховуючи, що задана довговічність L_p в годинах, знаходимо

$$L_p = \frac{60n \cdot L_h}{10^6}, \text{ млн. об.}, \quad (2.39)$$

де n – частота обертання вала для якого проводиться перевірочний розрахунок підшипників, L_h .

Фактична довговічність підшипника визначається

$$L = \left(\frac{C}{F_{екв}} \right)^3, \text{ млн.об.}, \quad (2.40)$$

де C – табличне значення динамічної вантажопідйомності підшипника, н.;

$F_{екв}$ – еквівалентне динамічне навантаження на підшипник, воно визначається за формулою

$$F_{екв} = (X \cdot V \cdot F_r + Y F_a) K_\delta \cdot K_T \quad (2.41)$$

де F_r, F_a – відповідно радіальне та осьове навантаження на підшипник;
 V – коефіцієнт обертання кільця підшипника ($V=1,0$, якщо обертається внутрішнє кільце) і $V=1, 2$, якщо обертається зовнішнє кільце;

X, Y – відповідно коефіцієнти радіального та осевого навантаження;

K_δ – коефіцієнт безпеки, враховуючий характер навантаження;

K_T – коефіцієнт, враховуючий температуру підшипника.

3 ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТУ

Початковим документом для розробки першого креслення графічної частини курсового проекту є компоновочна схема редуктора, яка виконана на міліметрівці. Складальне креслення повинно давати достатньо повне і ясне уявлення про конструкцію редуктора в цілому і про кожну його деталь окремо, а також про порядок складання і розбирання редуктора.

Складальне креслення виконується на листі паперу форматом А1 (594x841мм) згідно стандарту.

Спочатку слід визначити доцільність розташування проєкцій редуктора привода, необхідні розміри і вигляди, а потім встановити мас-

штаб креслення. Вичерпні вказівки, котрими необхідно користуватись при розробці та оформленні складального креслення приведені [4 і 9]. На складальному кресленні вказуються тільки габаритні, установочні і приєднуючі розміри. Крім графічних зображень, основного напису і додаткових граф до нього, на полі складального креслення над основним написом повинні бути приведені технічні вимоги, які включають до себе вказівки по складанню, регулюванню і наладці зображуемого виробу.

Приклад переліку технічних вимог:

- 1) Осьовий люфт валів повинен бути у межах 0,05...0,15 (або не повинен перевищувати 0,1 мм).
Регулювання прокладками поз ...
- 2) Всі стичні поверхні, зубці зубчастих коліс і шарикопідшипників змазати тонким шаром мастила ЦИАТИМ – 201 ГОСТ 6267-74 або мастилом ОКБ – 122 – 7 ГОСТ 18179-72.
- 3) Загальні технічні вимоги згідно ОСТ 4ГО.070.015.

До складального креслення повинна бути складена специфікація, котра підшивається у кінці пояснювальної записки до курсового проекту.

Складальне креслення повинно мати буквено-цифрове позначення у відповідності з класифікатором ЕСКД, котре необхідно вказати у основному напису.

Креслення трьох-чотирьох деталей редуктора розташовують на другому листі графічної частини курсового проекту форматом А1. Цей лист розділяють на окремі формати в залежності від кількості зображуваних деталей. Основою для розробки креслень окремих деталей виробу є його складальне креслення.

На кресленнях деталей редуктора привода повинні бути вказані усі необхідні геометричні розміри з їх граничними відхиленнями, жорсткість поверхонь, а також відхилення форми і розташування найбільш відповідальних робочих поверхонь деталей. На кресленнях зубчастих коліс, черв'яків і черв'ячних коліс у правому верхньому кутку необхідно розташувати таблиці параметрів згідно ГОСТів 2.403-75...2.406-76. Всі рядки таблиці повинні бути заповнені. Дані для контролю зубчастих коліс приведені у додатку А.

На полі креслення деталі слід вказати технічні вимоги, пред'явлені до готового виробу.

Зразковий перелік вимог:

- 1) Розміри для довідок;
- 2) HRC 28...32;
- 3) Точність відливки 8-7 ГОСТ 26645-86;
- 4) Ливарні ухили по ГОСТ 3212-80 (для відливок, приготовлених литвом під тиском по ОСТ 4ГО.054.105);
- 5) Не вказані ливарні радіуси не більше ніж 2 мм;
- 6) Обробку по розмірам у квадратних дужках проводити разом із (доводиться вказівка деталі та її буквено-цифрове позначення);
- 7) Покриття Кд9.Хр.;
- 8) Загальні технічні вимоги згідно ОСТ 4ГО.070.014;
- 9) Невказані граничні відхилення розмірів: для отвору згідно Н12, для валу – h12, інші згідно \pm IT12/2.

Кожна деталь і її креслення повинні мати буквено-цифрове позначення.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

- 1 СтП.15-96 “Пояснювальна записка до курсових і дипломних проєктів”. Вимоги та правила оформлення.
- 2 Методичні вказівки до виконання курсового проєкту з прикладної механіки для студентів спеціальності 7.091002 /Укл. В.В.Татаренко, Л.І.Ленкова,-Запоріжжя: ЗДТУ, 1996-30с.
- 3 Методические указания к выполнению курсового проекта «Расчеты и конструирование механизма» по прикладной механике /Сост. В.В. Татаренко. -Запорожье: ЗМИ, 1990-88с.
- 4 Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование: Учеб. пособие для студентов вузов: в 2х частях /Н.П.Нестерова, О.Ф.Тищенко и др.; Под ред. О.Ф. Тищенко. -М.: Высш. шк.,1978-328с.
- 5 Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов: Учеб. пособие для вузов. -Л.: Машиностроение; Ленинград. отделение, 1976.-456с.
- 6 Рошин Г.И. Несущие конструкции и механизмы РЭА: Учеб. пособие для вузов. -М.: Высш. шк., 1981-375с.
- 7 Дмитриев Ф.С. Проектирование редукторов точных приборов: Справ. пособие. -Л.: Машиностроение, 1971-160с.
- 8 Подшипники качения: Справочник-каталог / Под ред. В.Н. Нарышкина, Р.В. Коросташевского, - М.: Машиностроение, 1984.-280с.
- 9 Федоренко В.А., Шанин А.И. Справочник по машиностроительному черчению, - 14е изд. /Под ред. Г.Н.Поповой. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1983, - 410с.
- 10 Красковский Е.Я., Дружинин Ю.А., Филатов Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем: Учеб. пособие. -М.: Высш. шк., 1983.-430с.