

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА
СПОРТУ УКРАЇНИ**

**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проекту
з дисципліни

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

*(для студентів 2 курсу денної і заочної форм навчання
бакалаврів за напрямом 6.050702 «Електромеханіка»)*

ХАРКІВ
ХНАМГ
2012

Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Прикладна механіка» (для студентів 2 курсу денної і заочної форм навчання бакалаврів за напрямом 6.050702 –“Електромеханіка”) / Харк. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: О. М. Кузнецов, В. П. Шпачук. – Х. : ХНАМГ, 2012. – 51 с.

Укладачі: О. М. Кузнецов, В. П. Шпачук

Рецензент: проф., д.т.н. І. Г. Міренський

Рекомендовано кафедрою теоретичної і будівельної механіки,
протокол № 1 від 28.08.09 р.

ЗМІСТ

Загальні вказівки	4
1. Завдання на курсовий проект	5
2. Титульний і перший аркуш розрахунків	6
3. Кінематичний розрахунок і вибір двигуна	7
4. Розрахунок зубчастої передачі	12
5. Розрахунок підшипників, вала і шпоночного з'єднання	16
6. Узагальнюючі висновки з виконання КП	18
7. Критерії оцінювання виконання КП.....	19
Рекомендована література	21
Додатки.....	22

ЗАГАЛЬНІ ВКАЗІВКИ

Ці методичні вказівки призначені для підвищення ефективності праці під час самостійної роботи над курсовим проектом (КП) з прикладної механіки (ПМ) студентів 2 курсу денної і заочної форм навчання напряму підготовки 6.050702 «Електромеханіка» спеціальностей 6.092200 «Електричний транспорт» (ЕТ), «Електричні системи і комплекси транспортних засобів» (СТ), «Електромеханічні системи автоматизації та електропривод» (СА) і при спілкуванні з викладачем.

Ці методичні вказівки складено також з метою допомоги студентам спеціальностей ЕТ, СТ, СА під час підготовки до тестового контролю, захисту змістових модулів і КП, складання іспитів з прикладної механіки.

1. ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Розробка текстової частини курсового проекту (КП) починається з оформлення технічного завдання (ТЗ), яке є інженерним документом, де вміщені всі відомості, необхідні для розробки виробу (в КП – циліндричного одноступінчастого редуктора). ТЗ є додатком до розрахунків, вміщує власний титульний аркуш і текст (Додаток 1).

За винятком вихідних даних на КП – величин в п. п. 5.1 – 5.6 – текст ТЗ для усіх варіантів однаковий.

Потрібно звернути увагу на п. 7, в якому перераховані роботи, що виконуються в КП.

Оскільки ТЗ не є конструкторським документом, рамки і основні надписи на аркушах непотрібні.

Цифрові дані для КП (п. 5.1 – 5.6) видаються керівником проектування індивідуально з підписом студента в журналі викладача.

2. ТИТУЛЬНИЙ І ПЕРШИЙ АРКУШ РОЗРАХУНКІВ

Титульний аркуш повинен бути зроблений на половині обкладинки із креслярського паперу формату А3 – 420 мм х 297 мм. Рамка: 20 мм від лівого краю формату А4 – 297 х 210 мм і по 5 мм з трьох останніх сторін.

Розміри (в мм) основного надпису першого аркуша вказані у зразку (додаток 2).

Структура позначення розрахунків як конструкторського документа (ЕТ 21 – Ц140 – 2.97 – 21У3 – 012РР):

ЕТ 21 – факультет ЕТ, 2 курс, 1 група;

Ц140 – циліндричний редуктор з міжосьовою відстанню 140 мм;

2.97 – передаточне число;

21У3 – схема зборки, кліматичне виконання, категорія розміщення (однакові у всіх варіантах);

012 – порядковий номер студента у журналі керівника КП;

РР – стандартне позначення розрахунків.

3. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДВИГУНА

Розрахунки відносяться до текстових конструкторських документів, позначаються буквами “РР” і повинні мати наступні розділи: ескіз і завдання розрахунку, дані, сам розрахунок і висновки.

Заголовок розрахунку повинен бути написаний прописними літерами. Крапка в кінці заголовка не ставиться. Розділи (1, 2, 3 і т.д.) повинні починатись з нового аркуша.

Ескізом до першого розділу служить кінематична схема привода, показана на рис. 1.

Зображення на кінематичних схемах стандартизовані. Вали зображені лініями постійної товщини.

При оформленні розрахунків необхідно дотримуватись таких правил:

1. Назва літерної позначки лівої частини формули записується над формулою (наприклад, в п. 1.3.1 – “ККД привода” відноситься до літери η);

2. Під назвою лівої частини з нового рядка записується формула ($\eta = \eta_{ПК}^2 \eta_{ЗП} \eta_{М}^2$); за нею після позначки рівняння – підстановка замість кожної літерної позначки відповідне їй чисельне значення в необхідній розмірності ($= 0,990^2 \times 0,980 \times 0,980^2$); за підстановкою без проміжних розрахунків – результат з указанням розмірності ($= 0,922$); за результатом – кома або крапка;

3. Під формулою, підстановкою і результатом з нового рядка без абзацу – слово “де”, після якого перелічуються і називаються величини, що стоять у правій частині формули (якщо такий перелік необхідний).

Таблиця 1 - Потужність $P_{ед}$ в кВт, позначка * і робочі частоти обертання n_{ep} в хв.⁻¹ асинхронних електродвигунів [2]

$P_{ед}$	Синхронна частота обертів, хв. ⁻¹					
	1500		1000		750	
	позначка	n_{ep}	позначка	n_{ep}	позначка	n_{ep}
2,2			4A100L6Y3	950	4A112MA8Y3	700
3			4A112MA6Y3	955	4A112MB8Y3	700
4	4A100L4Y3	1430	4A112MB6Y3	950	4A12358Y3	720
5,5	4A112M4Y3	1445	4A132S6Y3	965	4A132M8Y3	720
7,5	4A132S4Y3	1455	4A132M6Y3	970	4A160M8Y3	730
11	4A132M4Y3	1460	4A160S6Y3	975	4A160M8Y3	730
15	4A160S4Y3	1465	4A160M6Y3	975	4A180M8Y3	730
18,5	4A160M4Y3	1465	4A180M6Y3	975	4A200M8Y3	735
22	4A180S4Y3	1470	4A200M6Y3	975	4A200L8Y3	735
30	4A180M4Y3	1470	4A200L6Y3	980	4A225M8Y3	735
37	4A200M4Y3	1475				
45	4A200L4Y3	1475				

Числа, які беруть участь у розрахунках, можуть бути:

1) із ТЗ – тоді води повинні супроводжуватись записом типу “(ТЗ)”, наприклад, в п. 1.2.1 – 1.2.3;

2) отримані в результаті попередніх обчислень - в цьому випадку посилання або повторна розшифровка не обов’язкові, наприклад, $\omega_2 = 25,3 \text{ с}^{-1}$ в п. 1.3.3;

3) взяті з довідника – при цьому обов’язкове посилання на витoki. У прямих дужках вказується номер книжки за списком літератури.

Величина ККД елементів і привода в цілому (п. 1.3.1) для всіх варіантів однакові, тому що схема привода у всіх завданнях одна і та ж.

Дані, необхідні для виконання п. 1.3.5, наведені в табл. 1.

У розділі “1.4. Висновки” перераховують всі отримані результати.

*ПРИМІТКА: На початку кожної позначки вказують номер серії “4А”, в кінці – кліматичне виконання “У” (для помірного клімату) і категорія розміщення “3” (для закритих приміщень з природною вентиляцією). Тризначне число позначає висоту осі в мм; латинські букви – символ розмірів в довжину станини; цифри 4, 6 або 8 – число полюсів.

3.1. Використання ПЕОМ для кінематичного розрахунку і вибору двигуна

Для перевірки достовірності результатів кінематичного розрахунку привода і вибору двигуна використовують ПЕОМ. Розрахунки виконують у програмі «*Microsoft Office Excel.xlsx*».

3.1.1. Використання ПЕОМ при проектуванні машин

Використання ПЕОМ для розрахунку і конструювання машин докорінно змінює зміст і методику розробок.

Тому перед студентом ставиться задача: виконати кінематичний розрахунок і вибір двигуна за допомогою ПЕОМ.

Основні етапи розрахунку :

- 1) подання рішення у вигляді формул ;
- 2) розробка алгоритму ;
- 3) ідентифікація;
- 4) розробка програми на алгоритмічній мові;
- 5) відпрацювання програми;
- 6) обчислення на ПЕОМ і отримання друкованих результатів.

3.1.2. Запуск програми *Microsoft Office Excel*

1) Якщо на робочому столі, або на панелі задач ОС Windows є ярлик запуску програми «*Microsoft Office Excel.xlsx*», двічі клацнути лівою кнопкою миші (2ЛК) по цьому ярлику;

2) Клацнути лівою кнопкою миші (1ЛК) по кнопці «Пуск» на панелі задач, у головному меню підвести курсор миші до стрічки «Программы», в меню другого рівня – до стрічки «*Microsoft Office*», і меню третього рівня клацнути (1ЛК) по стрічці «*Microsoft Office Excel 2007*».

За декілька секунд на екрані з'явиться робоче вікно програми *Microsoft Office Excel.xlsx*

3.1.3. Збереження робочого файлу

Відкритий файл програми *Microsoft Office Excel.xlsx* зручно до початку роботи зберегти у папку з прізвищем викладача під назвою, яке є прізвищем студента. Для цього скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить как». У вікні «Сохранение документа» зробити «ЛК на папці з прізвищем викладача, а у полі «Имя файла» ввести своє прізвище, після чого клацнути !ЛК по кнопці «Сохранить».

3.1.4. Підготовка початкових даних

- у комірки A1:C1 ввести назву для початкових даних, що буде називатися: «вихідні дані»;
- у комірки A2:C2 ввести назви для вихідних даних, що будуть мати назви: « T_2 », « n_2 », « n_{ec} »;
- у комірки A3:C3 ввести відповідні вихідні дані;
- у комірки I2:O16 ввести таблицю з каталогу [1] для вибору двигуна із заданою синхронною частотою обертання.

3.1.5. Обчислення даних необхідних для вибору двигуна

- у комірки A6:B9 ввести назви даних які будуть знаходитися: « η », « $\omega_7=\omega_2=\omega_5=\omega_{10}$ », « P_{10} », « P_4 »;
- у комірки C6:C9 ввести формули відповідно: «=СТЕПЕНЬ(E3;2)*F3*СТЕПЕНЬ(G3;2)», «=3,14159265358979*B3/30», «=A3*C7», «=C8/C6».

3.1.6. Вибір двигуна та його параметрів за попередніми розрахунками

- у комірки A12:A14 ввести назви параметрів двигуна який буде обрано, відповідно: « n_{ec} », « P_{ed} », « n_{ep} »;
- у комірки B12:B14 ввести, відповідно, формули: «=C3», «=ЕСЛИ(D9<=I5;I5;ЕСЛИ(D9<=I6;I6;ЕСЛИ(D9<=I7;I7;ЕСЛИ(D9<=I8;I8;ЕС

ЛИ(D9<=I9;I9;ЕСЛИ(D9<=I10;I10;ЕСЛИ(D9<=I11;I11;ЕСЛИ(D9<=I12;I12;ЕСЛИ(D9<=I13;I13;ЕСЛИ(D9<=I14;I14;ЕСЛИ(D9<=I15;I15;I16))))))))))»,
«=ЕСЛИ(C3=1500;ПРОСМОТР(B13;I7:I16;K7:K16);ЕСЛИ(C3=1000;ПРОСМОТР(B13;I5:I14;M5:M14);ПРОСМОТР(B13;I5:I14;O5:O14)))»;

- у комірки A15:B15 ввести формулу для вибору типу двигуна:
«=ЕСЛИ(C3=1500;ПРОСМОТР(B13;I7:I16;J7:J16);ЕСЛИ(C3=1000;ПРОСМОТР(B13;I5:I14;L5:L14);ПРОСМОТР(B13;I5:I14;N5:N14)))».

3.1.7. Розрахунок за обраними даними двигуна

- у комірки A17:B19 ввести назви даних які будуть знаходитися: «u*»,
« $\omega_3=\omega_4=\omega_5=\omega_6=\omega_1$ », «T₁»;

- у комірки C17:C19 ввести формули відповідно: «=B14/B3»,
«=3,14159265358979*B14/30», «=A3/(C17*C6)».

3.1.8. Збереження файлу з розрахунками на жорсткому диску і дискеті

Для збереження файлу на жорсткому диску можна скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить» (або відповідною іконкою на панелі інструментів).

Для збереження файлу на дискеті потрібно скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить как». У вікні «Сохранение документа» у полі «Папка» вибрати стрічку «Диск 3,5 (A:)», у полі «Тип файла» вибрати стрічку «Книга Exce(*.xlsx)», після чого клацнути ЛК по кнопці «Сохранить».

3.1.9. Оформлення результатів розрахунків

Сторінку з результатами розрахунків потрібно надрукувати на будь-якому принтері і додати до КП.

Приклад оформлення робочого листа файлу і сторінка розрахунків наведені на Рис.1 і Рис.2 відповідно (див. Додаток 1).

4. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

У даних для розрахунку п. 2.21 – 2.2.3 і 2.2.7 – індивідуальні; 2.2.4 – 2.2.6 – однакові для всіх варіантів.

Пункт 2.3.1 повністю однаковий для всіх варіантів, тому що спочатку прийняті матеріали зубчастих колішат одні і ті ж, а розрахунок ведеться за базовим числом циклів.

Особливу увагу треба приділити обчисленню в п.2.3.2, тому що помилка тут робить непридатним весь наступний розрахунок в КП.

Для перевірки правильності рекомендується обчислити величину

$$a_w = 9(u^* + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{2H} / (u^*)^2 \psi_{ba}}$$

і співставити з п. 2.3.2; розходження результатів більше ніж на 5% свідчить про помилку – розрахунки потрібно повторити.

Позначкою “*” відмічені величини, які в подальшому можуть уточнюватись.

Для подальшого розрахунку слід прийняти міжосьову відстань a_w , яка дорівнює числу, що закінчується на нуль, найближчому більшому від a_w^* . Призначення стандартної міжосьової відстані в індивідуальному виробництві не обов’язкове.

У п.2.3.3 додається орієнтовний діапазон для вибору нормального модуля m^* . Рекомендується прийняти стандартний модуль з першого ряду (табл. 2) ближче до більшого числа діапазона.

Таблиця 2 - Нормальні модулі m , мм [2]

1 ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	3,5	4,5	5,5	7	9

У п. 2.3.4 значення $\beta = 15^0$ ($\cos \beta = 0,965926$) – однакові у всіх варіантах; z_1^* повинно бути не менше 17; при z_1^* менше 17 треба взяти нормальний модуль, найближчий менший, ніж прийнято в п.2.3.3.

Числа зубців z_1 і z_2 до найближчого – більшого або меншого цілого числа. Розходження отриманого передаточного числа $u = z_2 / z_1$ з раніше заданим u^* не повинно перебільшувати 5%. Якщо розходження перебільшує 5%, розрахунки повторюються.

При знаходженні величин $\cos \beta$ (кут нахилу повинен лежати в межах $\beta = 8^0 \dots 20^0$), m_t, d_1, d_2, d_{a1} і d_{a2} в п. п. 2.35 – 2.3.6 необхідно зробити виняток із правил наближених розрахунків;

$\cos \beta$ і m_t потрібно обчислити і записати з найбільш можливим числом знаків без скорочення;

d_1 і d_2 необхідно скруглити до 0,001 мм, причому напівсума $(d_1 + d_2)/2$ повинна строго дорівнювати міжосьовій відстані; відхилення в 0,001 мм недопустиме.

d_{a1} і d_{a2} скругляються до 0,01 мм.

Для переведення десятичних долей градуса в кутові хвилини і секунди:

1) віднімається ціла частина градуса, наприклад,

$$15,3589^0 - 15^0 = 0,3589^0;$$

2) дрібна частина градуса перемножується на 60 кутових хвилин

$$0,3589 \times 60' = 21,534;$$

3) віднімається число цілих хвилин

$$21,534' - 21 = 0,534';$$

4) дрібна частина хвилини перемножується на 60 кутових секунд

$$0,534' \times 60'' = 32,04'' \approx 32'';$$

5) записується результат $= 15,3589^0 = 15^0 21' 32''$.

При призначенні b_1 і b_2 перевага віддається числам, що закінчуються на нуль, п'ять або парну цифру.

У п. 2.3.5 кут β округляється з точністю до $0,1^0$; стандартний кут зачеплення $\alpha = 20^0$ ($\text{tg} 20^0 = 0,364$) у всіх варіантах однаковий.

Нормальний восьмий ступінь точності виготовлення зубців рекомендується для всіх варіантів (п. 2.3.8) при колівій швидкості $V = 10$ м/с; при $10 \leq V \leq 20$ м/с необхідно прийняти сьомий ступінь точності.

Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження $K_A = 1,35$ - однаковий для всіх варіантів; коефіцієнти $K_{HV}, K_{H\beta}, K_{H\alpha}$ наведені в табл. 3 – 5.

Коефіцієнти динамічності дотичного навантаження K_{HV} для циліндричних косозубих передач 8-го ступеню точності з твердістю $HB \leq 350$ залежно від колової швидкості V , м/с [2], наведені в табл. 3.

Таблиця 3- Коефіцієнти динамічності дотичного навантаження K_{HV}

V	1	2	4	6	8	10
K_{HV}	1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08

Коефіцієнти концентрації дотичного навантаження уздовж дотичних ліній $K_{H\beta}$ для передач з симетричним розташуванням коліщат відносно опор з твердістю $HB \leq 350$ залежно від $\psi_{bd} = b_2 / d_1$ наведені в табл. 4.

Таблиця 4- Коефіцієнти концентрації дотичного навантаження $K_{H\beta}$

ψ_{bd}	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$K_{H\beta}$	1,0	1,02	1,03	1,04	1,05	1,07	1,09	1,11	1,14

Коефіцієнти розподілу контактного навантаження між зубцями $K_{H\alpha}$ для косозубих передач 8-го ступеню точності залежно від колової швидкості V , м/с, наведені в таблиці 5.

Таблиця 5- Коефіцієнти розподілу контактного навантаження між зубцями $K_{H\alpha}$

V	1	5	10
$K_{H\alpha}$	1,06	1,09	1,13

Примітка до табл. 3 – 8. При використанні таблиць 3 – 8 потрібно брати аргумент, найближчий до необхідного, і для нього – значення коефіцієнтів; ітерація не обов'язкова.

Величини, вказані в п. 2.3.10, для всіх варіантів однакові, оскільки всюди розглядаються сталі коліщата і некориговані передачі.

Якщо розрахункові дотичні напруження в п.2.3.11 будуть більше $1,05\sigma_{HP} = 1,05 \times 369 = 387$ МПа, треба повторити розрахунок, або збільшити ширину зачеплення $b_w = b_2$, або збільшивши $d_1 = mz_1 / \cos \beta$ шляхом прийняття більшого модуля або більшого числа зубців так, щоб $\sigma_H \leq 1,05\sigma_{HP}$ і внести відповідні поправки в попередні пункти.

У п. 2.3.12 для кожного варіанта необхідно обчислити величини $Y_{X1}, Y_{X2}, Y_{\delta}, Y_{FP1}, Y_{FP2}$; всі інші значення для всіх варіантів однакові.

Коефіцієнт розподілу згинного навантаження між зубцями може бути взятий у всіх варіантах однаковим $K_{F\alpha} \approx 0,920$. Величини $K_{FV}, K_{F\beta}, Y_{FS}$ наведені у табл. 6 – 8.

Коефіцієнти динамічності згинного навантаження K_{FV} для циліндричної косозубої передачі 8-го ступеню точності з твердістю $HB \leq 350$ залежно від кружної швидкості V , м/с [2], наведені в табл. 6.

Таблиця 6- Коефіцієнти динамічності згинного навантаження K_{FV}

V	1	2	4	6	8	10
K_{FV}	1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29

Коефіцієнти концентрації згинного навантаження уздовж дотичних ліній $K_{F\beta}$ для передач з симетричним розташуванням коліщат відносно опор з твердістю $HB \leq 350$ залежно від $\psi_{bd} = b_2 / d_1$ наведені в табл. 7.

Таблиця 7- Коефіцієнти концентрації згинного навантаження $K_{F\beta}$

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$K_{F\beta}$	1,0	1,03	1,05	1,08	1,10	1,13	1,19	1,25	1,32

Коефіцієнти форми зубців і концентрації згинних напружень Y_{FS} залежно від еквівалентних чисел зубців z_V наведені в табл. 8.

Таблиця 8- Коефіцієнти форми зубців і концентрації згинних напружень Y_{FS}

z_V	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27
Y_{ES}	4,26	4,20	4,11	4,08	4,01	4,00	3,96	3,92	3,90	3,88	3,86
z_V	28	30	32	35	37	40	45	50	55	60	70
Y_{ES}	3,82	3,80	3,78	3,75	3,71	3,70	3,68	3,65	3,63	3,62	3,61

Якщо отримана величина $Y_{\beta}^* < 0,7$ - треба прийняти $Y_{\beta} = 0,7$.

Якщо отримана величина $Y_{\beta}^* \geq 0,7$ - треба прийняти $Y_{\beta} = Y_{\beta}^*$.

Слід враховувати, що в зубчастих передачах з твердістю коліщат $HB \leq 350$ міцність залежить, головним чином, від дотичної деформації. При цьому напруження згину виявляються набагато меншими від допустимих.

5. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ , ВАЛА І ШПОНОЧНОГО З'ЄДНАННЯ

Вихідні дані в п. 3.2.1 – 3.2.6 можуть бути однаковими для всіх варіантів.

У п. 3.2.7 величина T_2 отримана із ТЗ, величини F_t, F_r, F_a - із п. 2.3.7; п. 3.2.8 – див. ТЗ; п. 3.2.9 – із п. 2.3.6 (величину потрібно округляти до 0.01 мм).

Розробка компоновки – п. 3.2.10. Процедура компоновки в текстовій частині КП не описується.

Бажано, щоб прийнята величина d_{KT} відповідала всіх трьом умовам d_{KT}^* (п. 3.3.2). Величина d_{IT} (п. 3.3.3) повинна закінчуватися на нуль або на п'ять – відповідно з рядом внутрішніх діаметрів підшипників кочення (ПК).

Таблиця 9. Базова радіальна статична вантажопідйомність c_{or} і базова радіальна динамічна вантажопідйомність c_r кулькових ПК легкої і середньої серії в кН [2]

ПК	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217
c_{or}	7,09	10,2	13,9	18,1	18,1	20,2	25,6	31,5	34,7	38,1	41,9	45,4	54,1
c_r	11,0	15,3	20,1	25,6	25,7	27,5	34,4	41,1	44,9	48,8	51,9	57,0	65,4

ПК	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317
c_{or}	11,6	15,1	17,9	22,7	26,7	36,3	42,6	49,4	56,7	64,5	72,8	81,7	91,0
c_r	17,6	22,0	26,2	31,9	37,8	48,5	56,0	64,1	72,7	81,7	89,0	96,5	104

Для розрахунку ПК в п. 3.3.8 вибирають найбільш навантажену опору А або В, в якій повна радіальна реакція F_{RA} або F_{RB} більше.

Довідкові дані для розрахунку п. 3.3.8 наведені в табл. 10.

Коефіцієнти концентрації напружень $K_\sigma = 2,4$, $K_\tau = 1,8$ для всіх варіантів однакові, тому що залежать від межі міцності вибраного матеріалу вала.

Таблиця 10. Граничні величини відношення осьового і радіального навантаження $e = F_a / F_r$, що обумовлює вибір коефіцієнтів радіального (X) і осьового (Y) навантажень залежно від співвідношень F_a / c_{or} для кулькових ПК з нормальним радіальним зазором [2]

$\frac{F_a}{c_{or}}$	0,025	0,04	0,07	0,13	0,25	0,5
e	0,22	0,24	0,27	0,31	0,37	0,44
Y	2,00	1,83	1,63	1,42	1,20	1,00
X	0,56					

Масштабні фактори наведені в табл. 11.

Таблиця 11. Масштабні фактори при розрахунку валів на згин ε_σ і кручення ε_τ залежно від діаметра вала d , мм [1]

d	25	35	50	100
ε_σ	0,90	0,85	0,80	0,70
ε_τ	0,80	0,75	0,70	0,60

Якщо загальний запас міцності в небезпечному перерізі вала становить менше чим 1,8, потрібно або прийняти більш міцніший матеріал (наприклад, сталь 40X з $\sigma_{-1} = 450$ МПа і $\tau_{-1} = 250$ МПа), або збільшити розміри вала. Для цього необхідно переробити компоновку, після чого повторити розрахунок.

Дані для розрахунку шпоночних з'єднань наведені в табл. 12.

Схеми до розрахунку ПК, вала і шпонки виконують без дотримання масштабу.

Таблиця 12. Висота шпонки $h_{ун}$ і розрахункова довжина $l_{ун}$ залежно від діаметра кінця вала $d_{КТ}$ (всі розміри в мм)

$d_{КТ}$	20 22	24	25 28	30	32 35 36 38	40 42	48 50	53 55 56	60 63 65	70 71 75	80 85	95	100 105 110
$h_{ун}$	6	7		9	11	12	14	16	18	20	22	25	
$l_{ун}$	32		40	56		80		100		125		160	

6. УЗАГАЛЬНЮЮЧІ ВИСНОВКИ З ВИКОНАННЯ КП

Розрахунки, виконані в КП, дозволяють зробити висновки про працеспроможність зубчастої передачі, вала, підшипників кочення і шпоночного з'єднання за різними критеріями. Для зубчастої передачі – це напруження, що виникають від дотичної деформації згину, для вала – це запас міцності в небезпечному перерізі, для підшипників кочення – це довговічність в млн. обертів або ресурс в годинах при 90%-му рівні надійності (10% ризику руйнування), для шпоночного з'єднання – це навантажувальна спроможність, тобто передатний крутний момент.

Найбільш цінну інформацію дає, очевидно, розрахунок ПК, тому що його результат виражається в показниках надійності.

Розрахунок іншого обладнання – зубчастої передачі, вала, шпоночного з'єднання – менш удосконалений, тому що показники його працеспроможності не дають відповіді на найбільш важливе інженерне питання в експлуатації техніки – який очікуваний строк служби цього обладнання і яка вірогідність досягнення ним цього строку служби.

7. КРИТЕРІЇ ОЦІНЮВАННЯ ВИКОНАННЯ КП

Виконання курсового проекту складається з трьох розділів . За структурою залікового кредиту [5] (*денна форма*) вони об'єднуються в два етапи. Максимальна оцінка за виконання двох етапів КП складає 20%.

1. Виконання першого етапу КП (об'єднує розділи 1 і 2) :

Розділ 1.

- 1.1. Розрахунок частоти обертання і крутних моментів на валах .
- 1.2. Вибір двигуна.

Розділ 2.

- 2.1. Проведення міцносного і геометричного розрахунків циліндричної косозубої передачі.
- 2.2. Розрахунок підшипників веденого вала.
- 2.3. Розрахунок на міцність веденого вала.
- 2.4. Розрахунок на міцність шпоночного з'єднання на веденому валу.

Студент отримує максимальну за КП оцінку (10%), якщо робота виконана у відведений строк (2 тижні з моменту видачі завдання), акуратно оформлена, містить елементи перевірки і аналіз отриманих результатів, а також підписане викладачем. У випадку затримки виконання на 1 тиждень студент отримує 90% від максимальної оцінки (9%), на 2 тижні – 80% від максимальної оцінки (8%). У випадку виконання КП з затримкою більш ніж на 2 тижні студент отримує 60% від максимальної оцінки (6%).

2. Виконання другого етапу КП (складається з розділу 3) :

Розділ 3.

- 3.1. Розробка зборочного креслення і специфікації редуктора .
- 3.2. Розробка робочого креслення зубчастого колеса і тихохідного вала.
- 3.3. Описання фрагмента алгоритму і програми розрахунку деталі або вузла на ПЕОМ.

Студент отримує максимальну за КП оцінку (10%), якщо робота виконана у відведений строк (3 тижні з моменту видачі завдання), з використанням комп'ютерної техніки, акуратно оформлена, містить аналіз отриманих результатів, а також підписане викладачем. У випадку затримки виконання на 1 тиждень студент отримує 90% від максимальної оцінки (9%), на 2 тижні – 80% від максимальної оцінки (8%). У випадку виконання КП з затримкою більш ніж на 2 тижні студент отримує 60% від максимальної оцінки (6%).

Для студентів *заочної форми* навчання виконання і захист курсового проекту є обов'язковим елементом самостійної роботи (згідно з робочою програмою дисципліни і індивідуальним планом роботи студента). Захист КП відбувається у поза аудиторний час. Оцінюються знання студентом основних визначень і законів, а також вміння застосовувати їх при виконанні технічних розрахунків. КП має бути акуратно оформленим, містити елементи перевірки і аналіз отриманих результатів. Результати захисту КП враховують при допуску до підсумкового контролю.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Павлице В. Г. Основи конструювання та розрахунку деталей машин.- Львів: Афіша, 2003.-556 с.

2. Баласанян Р. А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для техн. вузів. – Харків: Основа, 1996. – 256 с.

3. Методичні вказівки до самостійної роботи з розділу «Основи розрахунку на міцність» курсу прикладної механіки (для студентів спеціальності 6.092200- «Електричний транспорт»). Укл.: Шпачук В. П., Кузнецов О. М. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 50с.

4.Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи «Експериментальне визначення межі витривалості» з дисципліни «Прикладна механіка» (для студентів 2 курсу всіх форм навчання бакалаврів за напрямом 6.050702- «Електромеханіка»). Укладачі: О. М. Кузнецов, В. П. Шпачук.- Харків: ХНАМГ-2009.-25с .

5.Програма навчальної дисципліни та Робоча програма навчальної дисципліни “Прикладна механіка” для студентів 2 курсу денної і заочної форм навчання напряму підготовки 6.050702 – «Електромеханіка» спеціальностей 6.092200 – «Електричні системи і комплекси транспортних засобів», «Електричний транспорт», «Електромеханічні системи автоматизації та електропривід» / Укл.: Кузнецов О. М. – Харків: ХНАМГ, 2009. - 23 с.

Додаток А

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

**ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ
з прикладної механіки**

РЕДУКТОР

2012

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

РЕДУКТОР

Розрахунки курсового проекту
з прикладної механіки
ЕТ 21 – Ц140 – 2.97 – 21У3 – 012РР

Студента 2 курсу
1 групи факультету ЕТ
Рудик М.І.

Керівник проектування
Кузнецов О.М.

2012

1. КІНЕМАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ВИБІР ДВИГУНА

1.1. Ескіз і завдання розрахунку

Кінематична схема привода зображена на рис. 1.

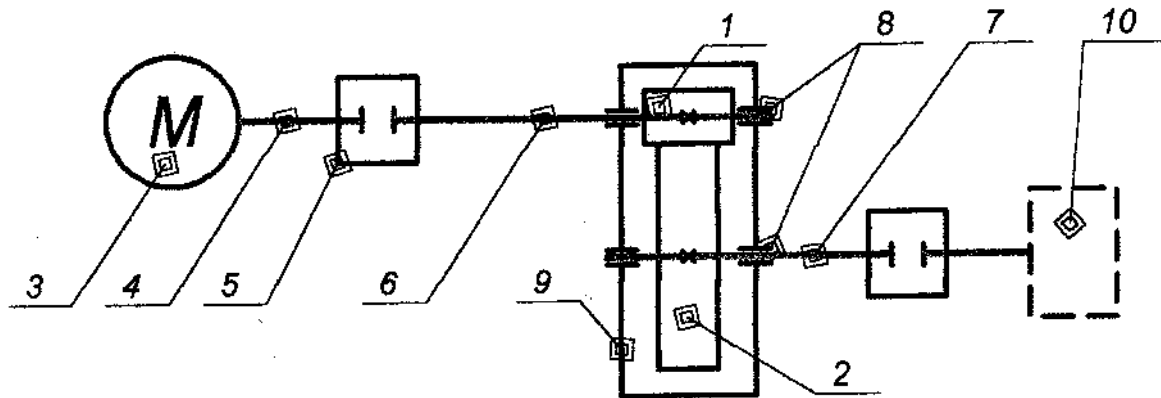


Рис. 1

1 – шестерня; 2 – коліща; 3 – електродвигун (ЕД); 4 – вал ротора ЕД; 5 – муфти;
6 – швидкохідний вал редуктора; 7 – тихохідний вал; 8 – опори валів (підшипників);
9 – корпус редуктора; 10 – робочий орган

Задачами розрахунку є вибір ЕД для привода, а також розрахунок кутових швидкостей, частот обертання і крутних моментів на валах.

1.2. Дані для розрахунку (див. ТЗ)

1.2.1. Крутний момент, необхідний робочому органу, $T_2 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

1.2.2. Частота обертання вихідного вала $n_2 = 242 \text{ хв.}^{-1}$

1.2.3. Синхронна частота обертання двигуна $n_{ec} = 750 \text{ хв.}^{-1}$

1.3. Розрахунок

1.3.1. ККД привода

$$\eta = \eta_{ПК}^2 \eta_{ЗП} \eta_M^2 = 0,990^2 \cdot 0,980 \cdot 0,980^2 = 0,922,$$

де $\eta_{ПК} = 0,990$ - ККД пари підшипників кочення (ПК);

$\eta_{ЗП} = 0,980$ – ККД зубчастої передачі (ЗП);

$\eta_M = 0,980$ – ККД муфти [2].

1.3.2. Кутова швидкість ведомого вала

$$\omega_7 = \omega_2 = \omega_{5''} = \omega_{10} = \pi n_2 / 30 = 3,14 \cdot 242 / 30 = 25,3 \text{ с}^{-1}.$$

1.3.3. Потужність, потрібна робочому органу

$$P_{10} = T_2 \omega_2 = 200 \cdot 25,3 = 5060 \text{ Вт.}$$

1.3.4. Потрібна потужність на введеному валу

$$P_4 = P_{10} / \eta = 5060 / 0,922 = 5490 \text{ Вт} = 5,49 \text{ кВт.}$$

1.3.5. За каталогом [2] вибирають двигун із заданою синхронною частотою обертання $n_{ec} = 750 \text{ хв.}^{-1}$, найближчою більшою потужністю $P_{ed} = 5,50 \text{ кВт}$, типу 4A132M8У3 з робочою частотою обертання $n_{ep} = 720 \text{ хв.}^{-1}$.

1.3.6. Передаточне число редуктора

$$u^* = n_{ep} / n_2 = 720 / 242 = 2,98.$$

1.3.7. Кутова швидкість ведучого вала

$$\omega_3 = \omega_4 = \omega_{5'} = \omega_6 = \omega_1 = \pi n_{ep} / 30 = 3,14 \cdot 720 / 30 = 75,4 \text{ с}^{-1}.$$

1.3.8. Крутний момент на швидкохідному валу

$$T_1 = T_2 / (u^* \eta) = 200 / (2,98 \cdot 0,922) = 72,8 \text{ Н·м.}$$

1.4. Використання ПЕОМ для кінематичного розрахунку і вибору двигуна

Для перевірки достовірності результатів кінематичного розрахунку привода і вибору двигуна використовують ПЕОМ. Розрахунки виконують у програмі «*Microsoft Office Excel.xlsx*».

Результати розрахунків (робочий лист файлу і сторінка розрахунків) наведені на Рис.1 і Рис.2 відповідно.

2. РОЗРАХУНОК ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Ескіз і завдання розрахунку

Ескіз передачі наведений на рис. 1.

Завданням міцнісного розрахунку є обчислення основних геометричних параметрів передачі і ступеню точності виготовлення, що забезпечують відсутність пошкоджень зубців. Завдання геометричного розрахунку – обчислення похідних параметрів передачі.

2.2. Дані для розрахунку

2.2.1. Передаточне число $u^* = 2,98$ (п. 1.3.6).

2.2.2. Крутний момент на коліщаті $T_2 = 200 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (ТЗ).

2.2.3. Коефіцієнт ширини $\psi_{ba} = 0,400$ (ТЗ).

2.2.4. Розташування зубчастих коліс відносно опор – симетричне (рис. 1).

2.2.5. Матеріал шестерні й коліщати – сталь 45; термообробка – покращення; твердість за Брінеллем: шестерні $H_{HB1} = 230$, коліщати $H_{HB2} = 200$.

2.2.6. Попередній коефіцієнт навантаження $K_{H\beta}^* = 1,25$; допоміжний коефіцієнт $K_a = 430$.

2.2.7. Частота обертання шестерні $n_1 = 720 \text{ хв.}^{-1}$ (кутова швидкість $\omega_1 = 75,4 \text{ с}^{-1}$, п. 1.4).

2.3. Розрахунок

2.3.1. Межі дотичної витривалості при базовому числі циклів: матеріалу шестерні

$$\sigma_{H \text{ lim } b1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа,}$$

матеріалу коліщати

$$\sigma_{H \text{ lim } b2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа.}$$

Допустимі дотичні напруження:

для шестерні

$$\sigma_{HP1} = \sigma_{H \lim b1} Z_H Z_L Z_{R1} Z_V Z_W Z_{X1} / S_{H \min} = 530 \cdot 0,900 / 1,10 = 434 \text{ МПа},$$

для коліщати

$$\sigma_{HP2} = \sigma_{H \lim b2} Z_H Z_L Z_{R2} Z_V Z_W Z_{X2} / S_{H \min} = 470 \cdot 1 \cdot 0,900 / 1,10 = 385 \text{ МПа},$$

де $Z_H = 1$ – коефіцієнт довговічності;

$Z_L Z_R Z_V Z_W Z_X = 0,9$ - коефіцієнт змащування, шорсткості дотичних поверхонь зубців, колової швидкості, перепаду твердості, розмірів коліс.

Розрахункові допустимі дотичні напруження

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) = 0,45 \cdot (434 + 385) = 369 \text{ МПа}$$

(вимога $\sigma_{HP} = 369 \text{ МПа} \leq 1,23 \cdot \sigma_{HP \min} = 1,23 \cdot 385 = 474 \text{ МПа}$ виконується).

2.3.2. Міжосьова відстань, попередня, із умови дотичної витривалості

$$\begin{aligned} a_w^* &= K_a (u^* + 1) \cdot \sqrt[3]{T_{2H} K_{H\beta} / (u^*)^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2} = \\ &= 430 \cdot (2,98 + 1) \cdot \sqrt[3]{200 \cdot 1,25 / (2,98^2 \cdot 0,400 \cdot 369^2)} = 137 \text{ мм}; \end{aligned}$$

приймають $a_w = 140 \text{ мм}$.

2.3.3. Нормальний модуль

$$m^* = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = (1,4 \dots 2,6) \text{ мм};$$

приймають $m = 2 \text{ мм}$

2.3.4. Число зубців:

шестерні

$$z_1^* = 2a_w \cdot \cos \beta^* / (m \cdot (u^* + 1)) = 2 \cdot 140 \cdot \cos 15^\circ / (2 \cdot (2,98 + 1)) = 34,0,$$

коліщати

$$z_2^* = z_1^* \cdot u^* = 34,0 \cdot 2,98 = 101,$$

де $\beta = 15^\circ$ - попередній кут нахилу,

приймають $z_1 = 34$, $z_2 = 101$.

Фактичне передаточне число

$$u = z_2 / z_1 = 101 / 34 = 2,97.$$

2.3.5. Кут нахилу зубців

$$\cos \beta = m \cdot (z_1 + z_2) / (2 \cdot a_w) = m \cdot (34 + 101) / (2 \cdot 140) = 0,96428571.$$

$$\beta = 15,3589^\circ = 15^\circ 21' 32''.$$

Коловий модуль

$$m_t = m / \cos \beta = 2 / \cos 15,3589^\circ = 2,074074 \text{ мм.}$$

2.3.6. Розподільні (початкові) діаметри:

шестерні

$$d_1 = m_t \cdot z_1 = 2,074074 \cdot 34 = 70,519 \text{ мм,}$$

коліщати

$$d_2 = m_t \cdot z_2 = 2,074074 \cdot 101 = 209,481 \text{ мм.}$$

Діаметр верхівок зубців:

шестерні

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 70,52 + 2 \cdot 2 = 74,52 \text{ мм,}$$

коліщати

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 209,48 + 2 \cdot 2 = 213,48.$$

Ширина вінця:

коліщати

$$b_2^* = \psi_{ba} a_w = 0,400 \cdot 140 = 56 \text{ мм,}$$

шестерні

$$b_1^* = b_2^* + (2 \dots 6) \text{ мм} = (58 \dots 62) \text{ мм;}$$

приймають $b_2 = 56 \text{ мм}$, $b_1 = 60 \text{ мм}$.

2.3.7. Складові сили взаємодії зубців:

колова

$$F_t = 2000 T_2 / d_2 = 2000 \cdot 200 / 209 = 1910 \text{ Н,}$$

осьова

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 1910 \cdot \operatorname{tg} 15,4^\circ = 526 \text{ Н,}$$

радіальна

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta = 1910 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \cos 15,4^\circ = 721 \text{ Н.}$$

де $\alpha = 20^\circ$ - кут зачеплення.

2.3.8. Колова швидкість на ділильному циліндрі

$$V = \pi d_1 n_1 / 60000 = 3,14 \cdot 70,5 \cdot 720 / 60000 = 2,66 \text{ м/с.}$$

Приймають 8-й ступінь точності виготовлення зубців.

Відношення

$$\psi_{bd} = b_2 / d_1 = 56 / 70,5 = 0,794.$$

2.3.9. Коефіцієнти факторів розрахункового дотичного навантаження:

зовнішній $K_A = 1,35$; динамічності $K_{HV} = 1,00$; розподілу по дотичним лініям $K_{H\beta} = 1,03$; розподілу між зубцями $K_{H\alpha} = 1,09$:

$$K_H = K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha} = 1,35 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,09 = 1,52.$$

2.3.10. Коефіцієнти факторів дотичної міцності:

$$Z_E = \sqrt{1 / (\pi((1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2))} = 190 \text{ (МПа)}^{-0,5};$$

форми поверхні зубців у полюсі

$$Z_H = (1 / \cos \alpha_t) \sqrt{2 \cos \beta / \operatorname{tg} \alpha_{tV}} = 2,37;$$

сумарної довжини дотичних ліній

$$Z_\varepsilon = \left. \begin{array}{ll} \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha)(1 - \varepsilon_\beta) / 3 + \varepsilon_\beta / \varepsilon_\alpha}, & \text{якщо } \varepsilon_\beta < 1 \\ \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha}, & \text{якщо } \varepsilon_\beta \geq 1 \end{array} \right\} \approx 0,8.$$

2.3.11. Номінальні контактні напруження

$$\begin{aligned} \sigma_{H0} &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{F_t(u+1) / (b_2 d_1 u)} = \\ &= 190 \cdot 2,37 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{1910 \cdot (2,97 + 1) / (56 \cdot 70,5 \cdot 2,91)} = 290 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Розрахункові дотичні напруження в полюсі зачеплення

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} = 290 \cdot \sqrt{1,52} = 358 \text{ МПа.}$$

2.3.12. Межі витривалості при згині, що відповідають базовому числу циклів:

матеріалу шестерні

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,75 \cdot H_{HB1} = 1,75 \cdot 230 = 403 \text{ МПа},$$

матеріалу коліщати

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,75 \cdot H_{HB2} = 1,75 \cdot 200 = 350 \text{ МПа}.$$

Межі витривалості зубців при згині:

шестерні

$$\sigma_{F \lim b1} = \sigma_{F \lim b1}^0 Y_T Y_Z Y_\delta Y_d Y_A = 403 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 479 \text{ МПа},$$

коліщати

$$\sigma_{F \lim b2} = \sigma_{F \lim b2}^0 Y_T Y_Z Y_\delta Y_d Y_A = 350 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,2 \cdot 1 = 416 \text{ МПа},$$

де коефіцієнти: $Y_T = 1$ - технології,

$Y_Z = 0,9$ - заготовки (для прокату);

$Y_\delta = 1,1$ - шліфування;

$Y_d = 1,2$ - зміцнення;

$Y_A = 1$ - одностороннього навантаження.

Допустимі напруження при згині:

шестерні

$$\sigma_{FP1} = \sigma_{F \lim b1} Y_H Y_R Y_{Z1} Y_\epsilon / S_{F \min} = 479 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1,03 / 1,7 = 302 \text{ МПа};$$

коліщати

$$\sigma_{FP2} = \sigma_{F \lim b2} Y_H Y_R Y_{Z2} Y_\epsilon / S_{F \min} = 416 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 1,03 / 1,7 = 257 \text{ МПа},$$

де коефіцієнти: $Y_H = 1$ - довговічності;

Y_R - шорсткості при зубофрезуванні;

розмірів коліщат

$$Y_{Z1} = 1,05 - 0,000125 d_1 = 1,05 - 0,000125 \cdot 70,5 = 1,04,$$

$$Y_{Z2} = 1,05 - 0,000125 d_2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 209 = 1,02;$$

чутливості до концентрації

$$Y_\epsilon = 1,082 - 0,172 \lg m = 1,082 - 0,172 \lg 2 = 1,03;$$

$S_{F \min} = 1,7$ - запас міцності.

2.3.13. Коефіцієнти факторів розрахункового навантаження: динамічності $K_{FV} = 1,10$; розподілу за дотичними лініям $K_{F\beta} = 1,08$; розподілу між зубцями $K_{F\alpha} = 0,920$:

$$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha} = 1,35 \cdot 1,10 \cdot 1,08 \cdot 0,920 = 1,475.$$

2.3.14. Еквівалентні числа зубців:

шестерні

$$Z_{V1} = Z_1 / \cos^3 \beta = 34 / \cos^3 15,4^\circ = 37,9,$$

коліщати

$$Z_{V2} = Z_2 / \cos^3 \beta = 101 / \cos^3 15,4^\circ = 113.$$

Коефіцієнти форми зубців:

шестерні $Y_{FS1} = 3,70$, коліщати $Y_{FS2} = 3,60$. Осьовий крок

$$P_X = \pi m / \sin \beta = 3,14 \cdot 2 / \sin 15,4^\circ = 23,7 \text{ мм.}$$

Коефіцієнт осьового перекриття

$$\varepsilon_\beta = b_2 / P_X = 56 / 23,7 = 2,36..$$

Коефіцієнт нахилу зубців ($\geq 0,7$)

$$Y_\beta^* = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta / 120^\circ = 1 - 2,36 \cdot 15,4^\circ / 120^\circ = 0,697;$$

приймають $Y_\beta = 0,7$.

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= (1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)) \cos \beta = \\ &= (1,88 - 3,2 \cdot (1/34 + 1/101)) \cos 15,4^\circ = 1,69. \end{aligned}$$

Коефіцієнт, який враховує перекриття

$$Y_\varepsilon = \begin{cases} 0,2 + 0,8 / \varepsilon_\alpha, & \text{якщо } \varepsilon_\beta < 1 \\ 1 / \varepsilon_\alpha = 1 / 1,69 = 0,592, & \text{якщо } \varepsilon_\beta \geq 1. \end{cases}$$

2.3.15. Розрахункові місцеві напруження при згині:

зубців шестерні

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= F_{tF} K_F Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon / (b_1 m) = \\ &= 1910 \cdot 1,475 \cdot 3,70 \cdot 0,7 \cdot 0,592 / (60 \cdot 2) = 36,0 \text{ МПа};\end{aligned}$$

зубців коліщати

$$\begin{aligned}\sigma_{F2} &= F_{tF} K_F Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon / (b_2 m) = \\ &= 1910 \cdot 1,475 \cdot 3,60 \cdot 0,7 \cdot 0,592 / (56 \cdot 2) = 37,5 \text{ МПа};\end{aligned}$$

2.4. Висновки

Зубчаста передача з параметрами $u = 2,97$; $z_1 = 34$; $z_2 = 101$; $m = 2$ мм;
 $\beta = 15^0 21' 32''$; $b_1 = 60$ мм; $b_2 = 56$ мм; $d_1 = 70,52$ мм; $d_2 = 209,48$ мм;
 $a_w = 140$ мм відповідає умовам: дотичній стомленій міцності, тому що
 $\sigma_H = 358$ МПа $<$ $\sigma_{HP} = 369$ МПа, і стомленій міцності на згин, тому що
 $\sigma_{F1} = 36,0$ МПа $<$ $\sigma_{FP1} = 302$ МПа, $\sigma_{F2} = 37,5$ МПа $<$ $\sigma_{FP2} = 257$ МПа.

3. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ, ВАЛА І ШПОНОЧНОГО З'ЄДНАННЯ

3.1. Ескіз і завдання розрахунку

Схема для розрахунку наведена на рис. 2.

Завдання розрахунку підшипників кочення полягає в знаходженні їх ресурсу і співставленні його з заданим числом годин роботи редуктора; завдання розрахунку ведомого вала на міцність – обчислення запасів міцності в небезпечних перерізах; завдання розрахунку шпоночного з'єднання – знаходження його навантажувальних можливостей і порівняння їх з потрібними.

3.2. Дані для розрахунку

3.2.1. Занижені допускаємі напруження при умовному розрахунку на кручення $[\tau] = 25$ МПа [2].

3.2.2. Коефіцієнт обертання $V = 1$ [2].

3.2.3. Коефіцієнт безпечності при розрахунку підшипників кочення (ПК) $K_\delta = 1,2$ [2].

3.2.4. Температурний коефіцієнт для $t^0 \leq 100^0$ – $K_T = 1$ [2].

3.2.5. Матеріал ведомого вала – сталь 45 з межами витривалості: при згині $\sigma_{-1} = 270$ МПа, при крученні $\sigma_{-1} = 150$ МПа; коефіцієнт чутливості до асиметрії цикла $\psi_\tau = 0,05$ і межею міцності $\sigma = 610$ МПа [2].

3.2.6. Допустимі напружені змінання в шпоночному з'єднанні $[\sigma] = 100$ МПа [2].

3.2.7. Навантаження: крутний момент на валу $T_2 = 200$ Н.м; зусилля в зачепленні: колове $F_t = 1910$ Н, радіальне $F_r = 721$ Н, осьове 526 Н.

3.2.8. Частота обертання вала $n_2 = 242$ хв.⁻¹

3.2.9. Дільний діаметр коліщати $d_2 = 209,48$ мм; ширина коліщати $b_2 = 56$ мм.

3.2.10. Компоновка редуктора (додаток 3).

3.3. Розрахунок

3.3.1. Діаметр кінця швидкохідного вала, попередній

$$d_{KB}^* = (d_e + d_{KB \text{ ДСТ}}) / 2 = (38 + 20) / 2 = 30 \text{ мм},$$

де d_e - 38 мм – діаметр кінця вала ЕД 4А132М8У3 [2];

$d_{KB \text{ ДСТ}} = 22$ мм – діаметр кінця швидкохідного вала стандартного редуктора, вибраного за крутним моментом $T_1 = 73$ Н·м, який він передає. Приймають $d_{KB} = 35$ мм [2].

3.3.2. Діаметр кінця швидкохідного вала, попередній

$$d_{KT}^* = \begin{cases} > d_{KB} = 35 \text{ мм}; \\ \geq 10 \sqrt[3]{T_2 / (0,2[\tau])} = 10 \cdot \sqrt[3]{200 / (0,2 \cdot 25)} = 34,2 \text{ мм}; \\ < 0,9b_2 = 0,9 \cdot 56 = 50,4 \text{ мм}. \end{cases}$$

Приймають $d_{KT} = 40$ мм, довжина кінця вала (для короткого виконання) $l_{KT} = 82$ мм [2].

3.3.3. Діаметр шипів тихохідного вала

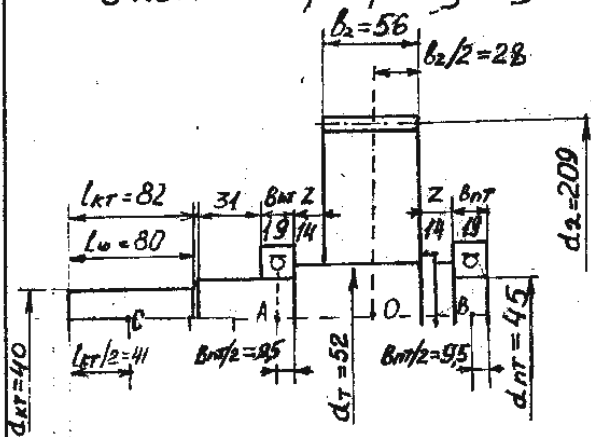
$$d_{ПТ} = d_{KT} + (2...5) = 40 + 5 = 45 \text{ мм}.$$

За діаметром шипів попередньо вибирають кульковий радіальний однорядний ПК № 209 із зовнішнім діаметром $D_{ПТ} = 85$ мм, внутрішнім діаметром $d_{ПТ} = 45$ мм, шириною $B_{ПТ} = 19$ мм, радіусом скруглення $r_{ПТ} = 2$ мм, базовою радіальною динамічною вантажопідйомністю $c_r = 25,7 \cdot 10^3$ Н і базовою радіальною статичною вантажопідйомністю $c_{or} = 18,1 \cdot 10^3$ Н [2].

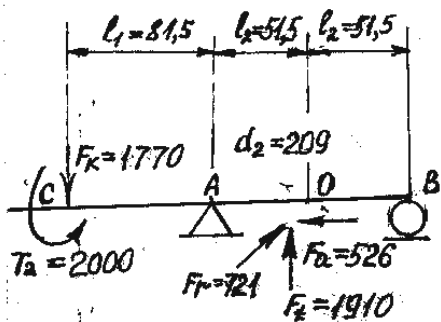
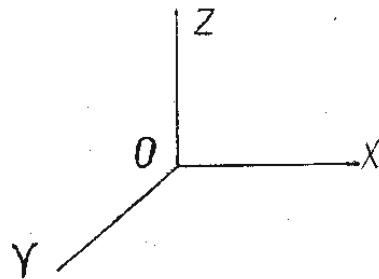
3.3.4. Діаметр підматочної частини вала, що дорівнює діаметру заплечика під ПК, $d_T = (52...53)$ мм; приймають $d_T = 52$ мм. Довжину підматочної частини вала під коліщам приймають рівною ширині вінця $L_{CT} = b_2 = 50$ мм, так як $d_T = 52 \text{ мм} \leq L_{CT} = 56 \text{ мм}$.

3.3.5. Відстані від центрів ПК до площини симетрії коліщати (рис. 2).

Схеми до розрахунку ПК, вала і шпонки



Конструктивна
схема ведомого вала



Просторова схема актив-
ного навантаження вала
 $\dim F = H$, $\dim T = H \cdot \text{мм}$

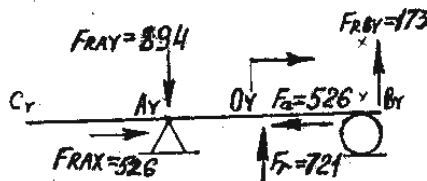


схема навантажень в горизон-
тальній площині XOY

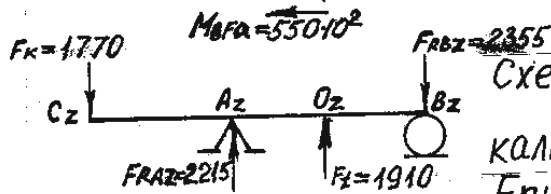


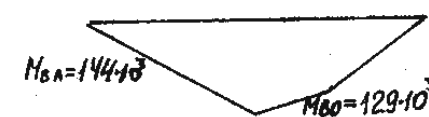
схема навантажень у верти-
кальній площині XOZ



Епюра згинних моментів
у площині XOY



Епюра згинних моментів
у площині XOZ



Епюра підсумкових згин-
них моментів



Епюра крутних моментів

Рис. 2.

$$L_2 = B_{ПТ} / 2 + Z + b_2 / 2 = 19 / 2 + 14 + 56 / 2 = 51,5 \text{ мм},$$

де $Z = 14$ мм – щілина між торцями коліщати і ПК.

Відстань від центра ПК “А” до середини кінця вала

$$L_1 = (B_{ФЛ} + (10...15) + L_{КТ} / 2) - B_{ПТ} / 2 = 36 + 14 + 82 / 2 - 19 / 2 = 81,5 \text{ мм},$$

де $B_{ФЛ} = 36$ мм – ширина фланця;

14 мм – щілина між деталлю, що обертається на кінці вала, і зовнішньою поверхнею корпусу.

3.3.6. Консольне навантаження на кінець вала

$$F_K = 125\sqrt{T_2} = 125\sqrt{200} = 1770 \text{ Н}.$$

Згинний момент від осьової сили

$$M_{bFa} = F_a d_2 / 2 = 526 \cdot 209 / 2 = 55,0 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

3.3.7. Сума моментів сил відносно A_Y :

$$\sum M(F)_{AY} = M_{bFa} - F_r \cdot l_2 + F_{RBY} \cdot 2l_2 = 0,$$

звідки горизонтальна складова реакції в опорі B_Y :

$$F_{RBY} = (F_r \cdot l_2 - M_{bFa}) / (2l_2) = (721 \cdot 51,5 - 55,0 \cdot 10^3) / (2 \cdot 51,5) = -175 \text{ Н}$$

Сума моментів сил відносно B_Y :

$$\sum M(F)_{BY} = M_{bFa} + F_r l_2 - F_{RAY} \cdot 2l_2 = 0,$$

Звідки горизонтальна складова реакції в опорі A_Y :

$$F_{RAY} = (F_r l_2 + M_{bFa}) / (2l_2) = (721 \cdot 51,5 + 55,0 \cdot 10^3) / (2 \cdot 51,5) = \mathbf{894 \text{ Н}}.$$

Перевірка:

$$\sum F_Y = -F_{RAY} + F_r + F_{RBY} = -894 + 721 + 173 = 0.$$

Сума моментів сил відносно A_Z

$$\sum M(F)_{AZ} = F_K l_1 + F_t l_2 - F_{RBZ} \cdot 2l_2 = 0,$$

звідки вертикальна складова реакції в опорі B_Z

$$F_{RBZ} = (F_K l_1 + F_t l_2) / (2l_2) = (1770 \cdot 81,5 + 1910 \cdot 51,5) / (2 \cdot 51,5) = 2355 \text{ Н}.$$

Сума моментів сил відносно B_Z

$$\sum M(F)_{BZ} = F_t l_2 + F_{RAZ} \cdot 2l_2 - F_K (l_1 + 2l_2) = 0,$$

звідки вертикальна складова реакції в опорі A_Z

$$\begin{aligned} F_{RAZ} &= (F_K (l_1 + 2l_2) - F_t l_2) / (2l_2) = \\ &= (1770 \cdot (81,5 + 2 \cdot 51,5) - 1910 \cdot 51,5) / (2 \cdot 51,5) = 2215 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Перевірка:

$$\sum F_Z = -F_K + F_{RAZ} + F_t - F_{RBZ} = -1770 + 2215 + 1910 - 2355 = 0.$$

Реакції в опорах вала (повні радіальні)

$$F_{RA} = \sqrt{F_{RAY}^2 + F_{RAZ}^2} = \sqrt{894^2 + 2215^2} = 2398 \text{ Н,}$$

$$F_{RB} = \sqrt{F_{RBY}^2 + F_{RBZ}^2} = \sqrt{173^2 + 2355^2} = 2361 \text{ Н.}$$

3.3.8. Відношення осьової складової реакції $F_{RAX} = -F_a$ до базової статичної радіальної вантажопідйомності ПК

$$F_{RAX} / c_{or} = 526 / 18100 = 0,0291.$$

Граничне значення відношення F_{RX} / F_R , що обумовлює вибір коефіцієнтів радіального і осьового навантаження $e = 0,22$ [2].

Відношення осьової складової до повної радіальної реакції в найбільш навантаженій опорі A

$$F_{RAX} / F_{RA} = 526 / 2389 = 0,22 = e.$$

Коефіцієнти радіального і осьового навантаження

$$X = \begin{cases} 1,00 \\ 0,56 \end{cases} \quad Y = \begin{cases} 0, \\ 1,99, \end{cases} \quad \text{якщо } \begin{cases} F_{RX} / F_R \leq e; \\ F_{RX} / F_R > e. \end{cases}$$

Приймаємо $X = 1, Y = 0$.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження

$$P_r = (XV F_{RA} + Y F_{RAX}) K_B K_T = (1 \cdot 1 \cdot 2389 + 0 \cdot 526) \cdot 1,2 \cdot 1 = 2867 \text{ Н.}$$

Базова довговічність ПК № 209

$$L_{10} = (c_r / P_r)^3 = (25700 / 2867)^3 = 720 \text{ млн. обертів.}$$

90%-ний ресурс ПК № 209

$$L_{10h} = 10^6 L_{10} / (60n_2) = 10^6 \cdot 720 / (60 \cdot 242) = 49,6 \cdot 10^3 \quad \text{годин.}$$

Оскільки ресурс ПК більше заданої довговічності редуктора $L_h = 8 \cdot 10^3$ годин (див. ТЗ), вибір ПК прийнятний.

3.3.9. Згинний момент в точці O_Y зліва ($F_{RAY} > F_{ROY}$)

$$M_{BOY} = F_{RAY} l_2 = 894 \cdot 51,5 = 46,0 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Згинний момент в точці O_Z

$$B_{BOZ} = F_{RbZ} l_2 = 2355 \cdot 51,5 = 121 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Згинний момент в точці A_Z

$$B_{BAZ} = F_K l_1 = 1700 \cdot 81,5 = 144 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Сумарні згинні моменти:

в точці A

$$M_{bA} = M_{bAZ} = 144 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм};$$

в точці O

$$M_{bO} = \sqrt{M_{bOY}^2 + M_{bOZ}^2} = \sqrt{(46,0 \cdot 10^3)^2 + (121 \cdot 10^3)^2} = 129 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

3.3.10. Моменти опору згину в перерізах A і O :

$$W_A = 0,1 d_{III}^3 = 0,1 \cdot 45^3 = 9,11 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$W_O = 0,1 d_T^3 = 0,1 \cdot 52^3 = 14,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуди нормальних напружень згину вала в перерізах A і O :

$$\sigma_{aA} = M_{bA} / W_A = 144 \cdot 10^3 / (9,11 \cdot 10^3) = 15,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{aO} = M_{bO} / W_O = 129 \cdot 10^3 / (14,1 \cdot 10^3) = 9,15 \text{ МПа.}$$

Моменти опору крученню перерізів A і O :

$$W_{\rho A} = 0,2 d_{III}^3 = 0,2 \cdot 45^3 = 18,2 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

$$W_{\rho O} = 0,2 d_T^3 = 0,2 \cdot 52^3 = 28,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3.$$

Амплітуди і середні значення дотичних напружень від кручення в перерізах A і O при нереверсивній роботі

$$\tau_{aA} = \tau_{mA} = \tau_A / 2 = T_2 / (2W_{\rho A}) = 200 \cdot 10^3 / (2 \cdot 18,2 \cdot 10^3) = 5,49 \text{ МПа};$$

$$\tau_{aO} = \tau_{mO} = \tau_O / 2 = T_2 / (2W_{\rho O}) = 200 \cdot 10^3 / (2 \cdot 28,1 \cdot 10^3) = 3,56 \text{ МПа}.$$

3.3.11. Коефіцієнти концентрації напружень в посадках з натягом для $\sigma_b < 700$ МПа: $K_d = 2,4$, $K_\tau = 1,8$. Масштабні фактори для $d_{III} \approx d_T \approx 50$ мм, $\varepsilon_\sigma = 0,7$; $\varepsilon_\tau = 0,6$ [2].

Запас міцності за нормальними напруженнями згину в небезпечному перерізі A (так як $\sigma_{aA} > \sigma_{aO}$ і $\tau_{aA} > \tau_{aO}$)

$$S_{\sigma A} = \sigma_{-1} \varepsilon_\sigma / (K_\sigma \sigma_{aA}) = 270 \cdot 0,8 / (2,4 \cdot 15,8) = 5,70.$$

Запас міцності за дотичними напруженнями кручення в небезпечному перерізі A (без реверсу)

$$S_{\tau A} = \tau_{-1} / (K_\tau \tau_{aA} / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \tau_{mA}) = 150 / (1,8 \cdot 5,49 / 0,7 + 0,05 \cdot 5,49) = 10,4.$$

Загальний запас міцності вала в перерізі A

$$S_A = S_{\sigma A} \cdot S_{\tau A} / \sqrt{S_{\sigma A}^2 + S_{\tau A}^2} = 5,70 \cdot 10,4 / \sqrt{5,70^2 + 10,4^2} = 5,00.$$

3.3.12. Навантажувальна здатність шпоночного з'єднання

$$[T_{2un}] = d_{KT} h_{un} l_{un} [\sigma] / 4 = 40 \cdot 8 \cdot 80 \cdot 100 / 4 = 640 \cdot 10^3 \text{ Н}\cdot\text{мм} = 640 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $h_{un} = 8$ мм – висота шпонки;

$l_{un} = 80$ мм – розрахункова довжина шпонки для $d_{KT} = 40$ мм.

3.4. Висновки

Розрахунковий ресурс найбільш навантаженого ПК 49,6 тис. годин – більше заданої довговічності.

Умова міцності вала виконана, оскільки запас міцності в небезпечному перерізі 5,00 - більше мінімального $S_{\min} = 1,8$.

Навантажувальна здатність шпоночного з'єднання 640 Н·м – в 3,2 рази більше передаваного крутного моменту.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

РЕДУКТОР

Технічне завдання на курсовий проект
з прикладної механіки

Студента 2 курсу
1 групи факультету ЕТ
Рудик М.І.

Керівник проектування
Кузнецов О.М.

2012

1. Найменування і область застосування

Одноступінчастий циліндричний редуктор призначений для роботи у складі приводу з асинхронним електродвигуном і пружними муфтами. Експлуатується в помірному кліматі, в зачиненому приміщенні з природною вентиляцією.

2. Обґрунтування для розробки

Програма навчальної дисципліни та робоча програма навчальної дисципліни для студентів ЕТ, СТ, СА.

3. Цілі і призначення розробки

Ціль роботи – набуття навиків розрахунку і конструювання об'єктів, які вивчаються у прикладній механіці. За призначенням розробка є навчальною.

4. Витоки розробки

4.1. Павлице В. Г. Основи конструювання та розрахунку деталей машин.-Львів: Афіша, 2003.-556 с.

4.2. Баласанян Р. А. Атлас деталей машин: Навч. посібник для техн. вузів. – Харків: Основа, 1996. – 256 с.

4.3. Методичні вказівки до самостійної роботи з розділу «Основи розрахунку на міцність» курсу прикладної механіки (для студентів спеціальності 6.092200- «Електричний транспорт»). Укл.: Шпачук В. П., Кузнецов О. М. – Харків: ХНАМГ, 2007. – 50с.

4.4. Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи «Експериментальне визначення межі витривалості» з дисципліни «Прикладна механіка» (для студентів 2 курсу всіх форм навчання бакалаврів за напрямом 6.050702- «Електромеханіка»). Укладачі: О. М. Кузнецов, В. П. Шпачук.- Харків: ХНАМГ-2009.-25 стор.

5. Технічні вимоги

5.1. Крутний момент, необхідний робочому органу машини,
 $T_2 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

- 5.2. Частота обертання вихідного вала $n_2 = 242 \text{ хв.}^{-1}$.
- 5.3. Синхронна частота обертання двигуна $n_{ec} = 750 \text{ хв.}^{-1}$.
- 5.4. Коефіцієнт ширини зачеплення $\psi_{ba} = 0,400$.
- 5.5. Навантаження нереверсивне.
- 5.6. Необхідний ресурс $L_h = 8000$ год.; тривалість включення – 25%; число змін роботи – 2.
- 5.7. Виробництво індивідуальне.

6. Економічні показники

Потрібно прагнути до мінімізації сумарних витрат на розробку, виготовлення і експлуатацію редуктора.

7. У курсовому проекті необхідно:

- 7.1. Обчислити частоти обертання і крутні моменти на валах.
- 7.2. Вибрати двигун.
- 7.3. Провести міцносний і геометричний розрахунки циліндричної косозубої передачі.
- 7.4. Розрахувати підшипники ведомого вала.
- 7.5. Розрахувати на міцність ведомий вал.
- 7.6. Розрахувати на міцність шпоночне з'єднання на ведомому валі.
- 7.7. Розробити зборочне креслення і специфікацію редуктора.
- 7.8. Розробити робочі креслення зубчастого колеса, тихохідного вала.
- 7.9. Описати фрагмент алгоритму і програми розрахунку деталі або вузла на ПЕОМ.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

РЕДУКТОР

Матеріали розрахунку на ПЕОМ

Студента 2 курсу

1 групи факультету ЕТ

Рудик М.І.

Керівник проектування

Кузнецов О.М.

2012

1. Використання ПЕОМ для кінематичного розрахунку і вибору двигуна

Для перевірки достовірності результатів кінематичного розрахунку привода і вибору двигуна використовують ПЕОМ. Розрахунки виконують у програмі «*Microsoft Office Excel.xlsx*».

1.1. Використання ПЕОМ при проектуванні машин

Використання ПЕОМ для розрахунку і конструювання машин докорінно змінює зміст і методику розробок.

Тому ставиться задача: виконати кінематичний розрахунок і вибір двигуна за допомогою ПЕОМ.

Основні етапи розрахунку :

- 1) подання рішення у вигляді формул ;
- 2) розробка алгоритму ;
- 3) ідентифікація;
- 4) розробка програми на алгоритмічній мові;
- 5) відпрацювання програми;
- 6) обчислення на ПЕОМ і отримання друкованих результатів.

1.2. Запуск програми *Microsoft Office Excel*

1) Якщо на робочому столі, або на панелі задач ОС Windows є ярлик запуску програми «*Microsoft Office Excel.xlsx*», двічі клацнути лівою кнопкою миші (2ЛК) по цьому ярлику;

2) Клацнути лівою кнопкою миші (1ЛК) по кнопці «Пуск» на панелі задач, у головному меню підвести курсор миші до стрічки «Программы», в меню другого рівня – до стрічки «*Microsoft Office*», і меню третього рівня клацнути (1ЛК) по стрічці «*Microsoft Office Excel 2007*».

За декілька секунд на екрані з'явиться робоче вікно програми *Microsoft Office Excel.xlsx*

1.3. Збереження робочого файла

Відкритий файл програми *Microsoft Office Excel.xlsx* зручно до початку роботи зберегти у папку з прізвищем викладача під назвою, яке є прізвищем студента. Для цього скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить как». У вікні «Сохранение документа» зробити «ЛК на папці з прізвищем викладача, а у полі «Имя файла» ввести своє прізвище, після чого клацнути !ЛК по кнопці «Сохранить».

1.4. Підготовка початкових даних

- у комірки A1:C1 ввести назву для початкових даних, що буде називатися: «вихідні дані»;
- у комірки A2:C2 ввести назви для вихідних даних, що будуть мати назви: « T_2 », « n_2 », «пес»;
- у комірки A3:C3 ввести відповідні вихідні дані;
- у комірки I2:O16 ввести таблицю з каталогу [1] для вибору двигуна із заданою синхронною частотою обертання.

1.5. Обчислення даних, необхідних для вибору двигуна

- у комірки A6:B9 ввести назви даних які будуть знаходитися: « η », « $\omega_7=\omega_2=\omega_5=\omega_{10}$ », « P_{10} », « P_4 »;
- у комірки C6:C9 ввести формули відповідно: «=СТЕПЕНЬ(E3;2)*F3*СТЕПЕНЬ(G3;2)», «=3,14159265358979*B3/30», «=A3*C7», «=C8/C6».

1.6. Вибір двигуна та його параметрів за попередніми розрахунками

- у комірки A12:A14 ввести назви параметрів двигуна який буде обрано, відповідно: « n_{ec} », « $P_{ед}$ », « n_{ep} »;
- у комірки B12:B14 ввести, відповідно, формули: «=C3», «=ЕСЛИ(D9<=I5;I5;ЕСЛИ(D9<=I6;I6;ЕСЛИ(D9<=I7;I7;ЕСЛИ(D9<=I8;I8;ЕСЛИ(D9<=I9;I9;ЕСЛИ(D9<=I10;I10;ЕСЛИ(D9<=I11;I11;ЕСЛИ(D9<=I12;I12;ЕСЛИ(D9<=I13;I13;ЕСЛИ(D9<=I14;I14;ЕСЛИ(D9<=I15;I15;I16))))))))))»», «=ЕСЛИ(C3=1500;ПРОСМОТР(B13;I7:I16;K7:K16);ЕСЛИ(C3=1000;ПРОСМ

ОТР(В13;I5:I14;M5:M14);ПРОСМОТР(В13;I5:I14;O5:O14)))»;

- у комірки A15:B15 ввести формулу для вибору типу двигуна:
«=ЕСЛИ(С3=1500;ПРОСМОТР(В13;I7:I16;J7:J16);ЕСЛИ(С3=1000;ПРОСМО
ТР(В13;I5:I14;L5:L14);ПРОСМОТР(В13;I5:I14;N5:N1

1.7. Розрахунок за обраними даними двигуна

- у комірки A17:B19 ввести назви даних які будуть знаходитися: «u*»,
« $\omega_3=\omega_4=\omega_5=\omega_6=\omega_1$ », «T₁»;

- у комірки C17:C19 ввести формули відповідно: «=B14/B3»,
«=3,14159265358979*B14/30», «=A3/(C17*C6)».

1.8. Збереження файлу з розрахунками на жорсткому диску і дискеті

Для збереження файлу на жорсткому диску можна скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить» (або відповідною іконкою на панелі інструментів).

Для збереження файлу на дискеті потрібно скористатися пунктом головного меню програми «Файл» і стрічкою «Сохранить как». У вікні «Сохранение документа» у полі «Папка» вибрати стрічку «Диск 3,5 (A:)», у полі «Тип файла» вибрати стрічку «Книга Exce(*.xlsx)», після чого клацнути ЛК по кнопці «Сохранить».

1.9. Оформлення результатів розрахунків

Сторінка з результатами розрахунків друкується на принтері і додається до КП.

2. Результати кінематичного розрахунку і вибору двигуна

Оформлений робочий лист файлу і сторінка розрахунків наведені на Рис.1 і Рис.2 відповідно .

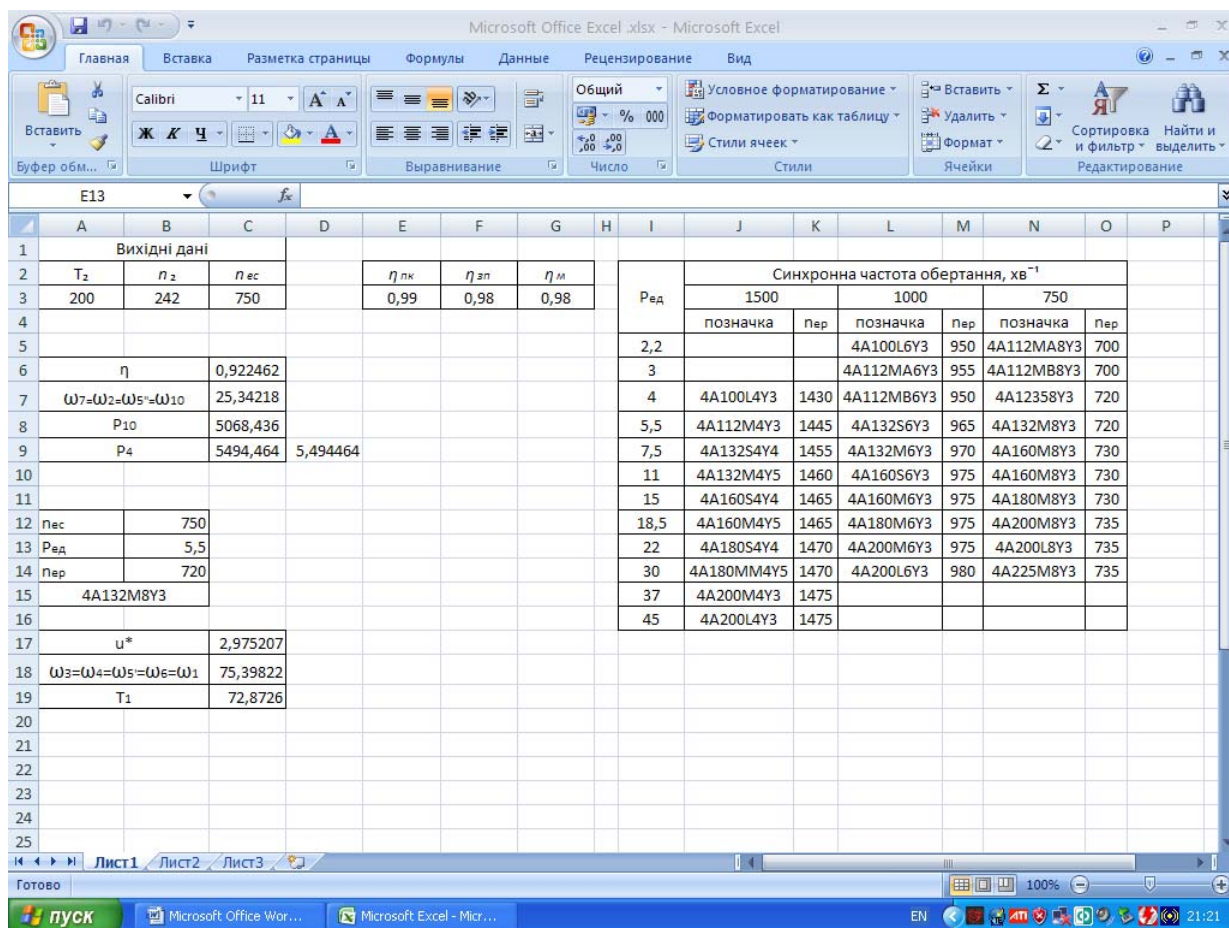


Рис.1

Вихідні дані				$\eta_{пк}$	$\eta_{зп}$	$\eta_{м}$	Ред	Синхронна частота обертання, хв ⁻¹					
T_2	n_2	$n_{ес}$		0,99	0,98	0,98		1500		1000		750	
							позначка	пер	позначка	пер	позначка	пер	
200	242	750											
	η	0,922462					2,2		4A100L6Y3	950	4A112MA8Y3	700	
	$\omega_7=\omega_2=\omega_5=\omega_{10}$	25,34218					3		4A112MA6Y3	955	4A112MB8Y3	700	
	P_{10}	5068,436					4	4A100L4Y3	1430	4A112MB6Y3	950	4A12358Y3	720
	P_4	5494,464	5,494464				5,5	4A112M4Y3	1445	4A132S6Y3	965	4A132M8Y3	720
							7,5	4A132S4Y4	1455	4A132M6Y3	970	4A160M8Y3	730
							11	4A132M4Y5	1460	4A160S6Y3	975	4A160M8Y3	730
							15	4A160S4Y4	1465	4A160M6Y3	975	4A180M8Y3	730
пес	750						18,5	4A160M4Y5	1465	4A180M6Y3	975	4A200M8Y3	735
Ред	5,5						22	4A180S4Y4	1470	4A200M6Y3	975	4A200L8Y3	735
пер	720						30	4A180MM4Y5	1470	4A200L6Y3	980	4A225M8Y3	735
	4A132M8Y3						37	4A200M4Y3	1475				
	u^*	2,975207					45	4A200L4Y3	1475				
	$\omega_3=\omega_4=\omega_5=\omega_6=\omega_1$	75,39822											
	T_1	72,8726											

Рис.2

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

РЕДУКТОР

Компоновка редуктора

Студента 2 курсу

1 групи факультету ЕТ

Рудик М.І.

Керівник проектування

Кузнецов О.М.

2012

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА

Кафедра теоретичної і будівельної механіки

РЕДУКТОР

Аркуш зауважень

Студента 2 курсу
1 групи факультету ЕТ
Рудик М.І.

Керівник проектування
Кузнецов О.М.

2012

НАВЧАЛЬНЕ ВИДАННЯ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до курсового проекту
з дисципліни

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

(для студентів 2 курсу денної і заочної форм навчання
бакалаврів за напрямом 6.050702 –“Електромеханіка”)

Укладачі: **Шпачук** Володимир Петрович,
Кузнецов Олександр Миколайович

Редактор *М. З. Аляб'єв*

Комп'ютерне верстання *О. А. Балашова*

План 2010, поз. 211М

Підп. до друку 11.01.2010 р.
Друк на ризографі
Зам.. №

Формат 60 x 84/16
Ум. друк. арк. 2,1
Тираж 50 пр.

Видавець і виготовлювач:
Харківська національна академія міського господарства,
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@ksame.kharkov.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК №4064 від 12.05.2011 р.