

СПЕЦІАЛІЗАЦІЯ



НАВЧАЛЬНО-МЕТОДИЧНА

**Міністерство освіти і науки України
Тернопільський державний технічний університет
імені Івана Пулюя**

**Кафедра приладів та контрольно-
вимірювальних систем**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

з дисципліни "ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ
ПРИЛАДІВ"

Тернопіль, 20115

Методичні вказівки розробив старший викладач кафедри приладів і контрольно-вимірювальних систем Ю.І. Наконечний.

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри приладів і контрольно-вимірювальних систем, протокол № ____ від _____20р.

Схвалено методичною комісією факультету контрольно-вимірювальних та радіокомп'ютерних систем, протокол № ____ від _____20р.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 Зміст курсової роботи і типові схеми завдань.....	5
2 Методичні вказівки з виконання курсової роботи.....	5
2.1 Загальні рекомендації.....	5
2.2 Основні етапи курсової роботи, їх об'єм і зміст.....	6
2.2.1 Вибір електродвигуна і передаточного відношення приводу.....	6
2.2.2 Розрахунок зубчастих передач на міцність.....	7
2.2.3 Розрахунок і конструювання валів.....	7
2.2.4 Вибір і розрахунок підшипників кочення.....	12
2.2.5 Розрахунок шпонкових і штифтових з'єднань.....	12
2.2.6 Рекомендації по виконанню графічної частини курсової роботи.....	13
3 Оформлення текстової і графічної частини.....	13
3.1 Розрахунково-пояснювальна записка.....	13
3.2 Графічна частина.....	16
ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.....	19
ДОДАТКИ.....	20

ВСТУП

Метою виконання курсової роботи є:

- систематизувати, розширити і закріпити теоретичні знання студентів шляхом їх практичного використання;
- розвинути розрахунково-графічні навички;
- ознайомити студентів з конструкціями типових деталей і вузлів, привити навички самостійного вирішення інженерно-технічних задач, вміння розрахувати і сконструювати механізми і деталі загального призначення на основі знань, отриманих в процесі вивчення попередніх загальноосвітніх та загальнотехнічних дисциплін;
- допомогти оволодіти технікою розробки конструкторських документів на різних стадіях проектування та конструювання, отримати навички з оформлення текстової та графічної документації згідно з вимогами ЄСКД;
- навчити самостійно захищати прийняті технічні рішення.

Працюючи над курсовою роботою студенти аналізують призначення і умови роботи, в яких працює кожна спроектована деталь; знаходять найбільш раціональне конструктивне рішення із врахуванням технологічних, монтажних, експлуатаційних та економічних вимог; виконують кінематичні розрахунки; визначають сили, що діють в механізмі; виконують розрахунки на міцність; вирішують задачі, пов'язані з вибором матеріалу деталей; продумують процес складання окремих вузлів і механізму в цілому. При цьому вони набувають навичок роботи з діючими стандартами і довідковою літературою.

1 ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

При виконанні курсової роботи потрібно спроектувати електромеханічний привід до приладу або іншого пристрою. Привід, як правило, складається з електродвигуна і багатоступінчастої зубчастої, черв'ячної або іншої передачі.

Тему завдання на курсову роботу студент вибирає із типових схем завдання на проектування за останньою цифрою шифру залікової книжки, а номер варіанту – за передостанньою. Якщо остання чи передостання цифра шифру залікової книжки є нуль, то індивідуальне завдання студента – десяте чи десятий варіант відповідно. Типові схеми завдання на курсову роботу видаються на кафедрі на початку курсового проектування згідно з графіком.

Свій варіант завдання на курсову роботу студент оформляє на окремій сторінці так, як показано в додатку В, і включає його до пояснювальної записки після змісту.

Об'єм курсової роботи включає:

- розрахунково-пояснювальну записку на 15...20с (розрахунки спроектованого приводу);
- складальне креслення приводу (формат А1);
- робочі креслення деталей приводу за вказівкою викладача (формат А1).

2 МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОЇ РОБОТИ

2.1 Загальні рекомендації

Перед виконанням курсової роботи студент повинен ознайомитись із завданням на проектування (схемою, вихідними даними, об'ємом розрахункової і графічної частини та ін.). Слідуючим етапом є вивчення аналогічних конструкцій з навчальних посібників, атласів конструкцій, натуральних зразків, патентів тощо, тобто потрібно виконати пошукову роботу по літературних джерелах. При цьому виявляються особливості кожної існуючої конструкції, вибирається аналог (конструкція, яка найбільше відповідає темі завдання) і на його базі проектується новий механізм відповідно до завдання.

Розрахунок приводу починається з визначення необхідної мінімальної потужності і вибору типу та марки електродвигуна, визначення передаточного відношення механізму і розподілу його по ступенях. Вихідними даними для розрахунку служать потужність або обертовий момент на вихідному валу, швидкість обертання вихідного вала, кінематична схема приводу, режим роботи і характер навантаження, вказані в завданні на проектування.

Потрібно мати на увазі, що часом доводиться збільшувати розрахункові розміри деталей приводу з метою приведення їх у відповідність з вимогами стандартів або для забезпечення необхідної жорсткості конструкції та ін. При проектуванні механічних передач малої потужності широко застосовуються деталі з кольорових металів і сплавів та пластмас. При цьому конструкція усіх вузлів механічної передачі повинна бути достатньо міцною. Вузли і деталі механізму не повинні змінювати свою форму і взаємне розміщення під дією розрахункових навантажень в недопустимих межах.

Якщо механічна передача працює на протязі дуже короткого часу (сотні або навіть десятки годин), то при розрахунку її елементів це слід враховувати. В цьому випадку допустимі напруження, форму деталей, шорсткість спряжених поверхонь, систему змащування і вид мастила та ін. необхідно вибирати із врахуванням тривалості і повторюваності роботи приладу, але з безумовним забезпеченням повної надійності і чіткості роботи механізму в границях строку його дії.

При малих колових швидкостях і зусиллях, що виникають в деталях прямозубих передач, допускається в окремих випадках приймати передаточні відношення значно більшими, ніж рекомендується для звичайних умов роботи.

Існує, наприклад, багато прикладів надійної і довготривалої роботи з малими навантаженнями пари прямозубих циліндричних коліс з передаточними числами $u=10\dots15$.

Наявність в механічних приводах декількох ступеней передач (5-6 і більше), зрозуміло, викликає значні втрати на тертя. Тому при проектуванні передач потрібно застосовувати такі конструкції, мастила і матеріали, які б забезпечили найбільш високий коефіцієнт корисної дії передачі.

2.2 Основні етапи роботи, їх об'єм і зміст

2.2.1 Вибір електродвигуна і передаточного відношення приводу

Розрахункову частину курсової роботи починають з вибору типу і марки електродвигуна приводу.

Для приведення в дію приладів застосовуються, як правило, електродвигуни невеликих потужностей, приблизно до 600 Вт. Це можуть бути як прості і надійні в експлуатації асинхронні трьох- і однофазні електродвигуни (довгочасний режим роботи, постійне навантаження), так і синхронні, або електродвигуни постійного струму. Останні знайшли дуже широке застосування в приладобудуванні завдяки своїм хорошим пусковим характеристикам, можливості регулювати кутову швидкість у досить широких межах. Вони надійно працюють в довгочасному і короткочасному режимах роботи, при перевантаженнях, великих пускових моментах.

Номінальна потужність електродвигуна вибраної серії визначається, виходячи з мінімально необхідної розрахункової потужності $N_{min.p}$, необхідної для приведення в рух механізму чи приладу із врахуванням коефіцієнта корисної дії електромеханічного приводу (редуктора, відкритої передачі тощо)

$$N_{min.p} = \frac{N_{вих} \cdot k}{\eta_{заг}}, \quad (2.1)$$

де $N_{вих}$ - потужність на вихідному валу механізму;

k – коефіцієнт запасу, що враховує можливі зміни величини навантаження або моменту електродвигуна по тих чи інших причинах, при відсутності перевантажень приймають $k = 1,05\dots1,1$;

$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n$ – загальний к.к.д. приводу, який визначається як добуток величин к.к.д. послідовно розташованих ступеней передач і опорів валів; в проектних розрахунках к.к.д. окремих елементів приводу невідомі і ними потрібно задатись.

Якщо задані обертовий момент $M_{вих}$ і кутова швидкість $\omega_{вих}$ на вихідному валу, то $N_{min.p}$ можна визначити по формулі:

$$N_{min.p} = \frac{T_{вих} \cdot \omega_{вих} \cdot k}{\eta_{заг}}$$

По довідковій літературі [3,4,11,12,14] вибирається конкретний електродвигун з потужністю $N_{ном.}$, більшою або рівною $N_{min.p}$ ($N_{ном.} \geq N_{min.p}$).

Слід мати на увазі, що в подальших силових розрахунках потрібно враховувати не номінальну потужність електродвигуна $N_{ном.}$, а задану потужність на вихідному валу $N_{вих.}$

Загальне передаточне відношення приводу визначають після вибору двигуна за формулою:

$$i_{заг} = \omega_{дв} / \omega_{вих}, \quad (2.2)$$

де $\omega_{дв}$ і $\omega_{вих}$ – кутові швидкості вала двигуна і вихідного вала приводу відповідно.

При розподілі загального передаточного відношення приводу між ступеннями ($i_{заг} = i_1 \cdot i_2 \dots i_n$) можна керуватись рекомендаціями, приведеними, наприклад, в [1,3,7,8].

2.2.2 Розрахунок зубчастих передач на міцність

Розрахунки зубчастих передач приладних пристроїв мають свої особливості порівняно з силовими зубчастими механізмами, що застосовуються в машинобудуванні.

В приладах точної механіки, пристроях вчислювальної техніки, роботах та ін. застосовуються кінематичні та силові зубчасті передачі, які працюють в принципово різних умовах. *Кінематичні* передачі практично не навантажені зовнішніми силами. При проектуванні таких мілкомодульних малогабаритних передач розрахунки на міцність, як правило, не виконують, а розміри їх визначають, виходячи з геометричного розрахунку та конструкторсько-технологічних умов. В курсовій роботі рекомендується для тихохідної ступені таких передач (як найбільш навантаженої) після геометричного розрахунку виконати перевірний розрахунок зубів на втомну міцність при згинанні. В *силових* передачах руйнування зубів найчастіше виникає внаслідок втоми матеріалу, тому що основний режим навантаження зубів – циклічний, навіть якщо зовнішнє навантаження на передачу постійне. Для запобігання руйнуванню зубів і забезпечення високої надійності передачі виконується розрахунок зубчастих вінців коліс на міцність з врахуванням втоми матеріалу.

Можливі два види розрахунків: *проектний* і *перевірний*. В ході проектного розрахунку, як правило визначають один із слідуєчих параметрів передачі: міжосьову віддаль a_w , діаметр ділильного кола d або модуль зачеплення m . Перевірний розрахунок передбачає визначення по заданих навантаженнях і розмірах передачі (знайдених в ході геометричного розрахунку) найбільших контактних та згинних напружень і порівняння їх з допустимими.

Силові зубчасті передачі приладів точної механіки, контрольно-вимірювальних приладів та вчислювальних систем часто виконуються відкритими і працюють в умовах напівсухого тертя. Це приводить до значного спрацювання, яке, як правило, випереджує процес втомного викришування активної поверхні зубів (виникнення під дією циклічних контактних напружень втомних тріщин в поверхневих шарах матеріалу зубів, подальший розвиток яких призводить до викришування частинок металу). Тому для відкритих *погано змащуваних* зубчастих передач найперше виконують розрахунки на втомний згин (проектний розрахунок), а потім перевіряють зуби на втомну міцність за контактними напруженнями (перевірний розрахунок). Для закритих передач, які працюють в *рідкому мастилі*, першим виконують розрахунок на контактну втомну міцність (проектний), а перевіряють їх на втомний згин.

Стандартним для циліндричних і конічних зубчастих передач є нормальний модуль m . Значення його, отримані в ході проектного розрахунку, або прийняті з конструктивних міркувань, повинні бути узгоджені з ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76):

1-й ряд	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1	1,25	1,5	2	...
2-й ряд	0,22	0,28	0,35	0,45	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	...

В черв'ячних передачах стандартними є два параметри: осьовий модуль черв'яка m (він же коловий модуль для черв'ячного колеса) і коефіцієнт діаметра черв'яка q . Значення m і q повинні бути узгоджені із ДСТУ2458-94 (ГОСТ2144-93):

$m, \text{мм}$	0,1;	(0,12);	0,125;	(0,15);	0,16;	0,2;	0,25;	(0,3);	0,315;	0,4;
	0,5;	(0,6);	0,63;	0,8;	1;	1,25;	(1,5);	1,6;	2;	
q	6,3;	(7,1);	8;	(9);	10;	(11,2);	12,5;	(14);	16;(18)	(22,4);
	(25);									

Менші значення q застосовуються у швидкохідних передачах для обмеження колових швидкостей, більші – для підвищення жорсткості черв'яка при високих передаточних відношеннях.

Усі види зубчастих передач стандартизовані (табл. 2.1)

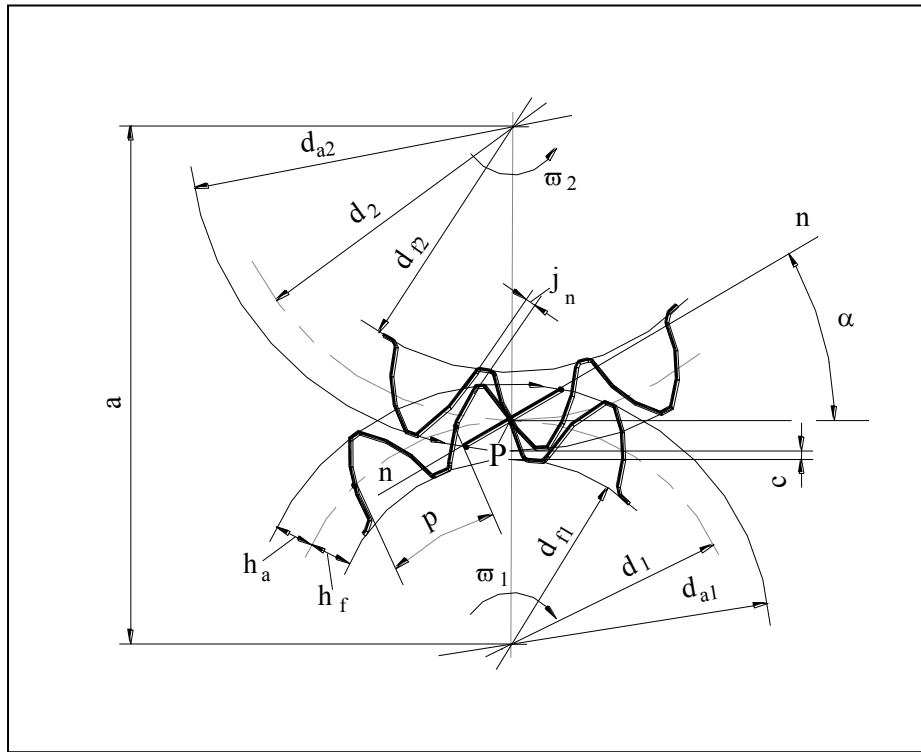
Таблиця 2.1

Основні стандарти на зубчасті передачі

Вид передачі	Стандарт на передачі			
	циліндричні	рейкові	конічні	черв'ячні
Терміни і позначення	ГОСТ 16530 83 (СТ СЭВ 3295-81)			
	ГОСТ 16531-83 (СТ СЭВ 3294-81)		ГОСТ 19325-73	ГОСТ 18498-73
Розрахунок геометрії	ГОСТ 16532-70 (зовнішнє зачеплення); ГОСТ 19274-73 (внутрішнє зачеплення)	-	ГОСТ 19624-74 (прямоzubі); ГОСТ 19326-73 (з круговими зубами)	ГОСТ 19650-74
Мо-дулі	ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76)			ДСТУ2458-94 (ГОСТ2144-93)
Вихідний контур	ГОСТ 9587-81 (СТ СЭВ 309-85) для зубчастих коліс з $0,1 \leq m < 1$			ГОСТ 20184-81 (СТ СЭВ 1912-79); ГОСТ 19036-81)
	ГОСТ 13755-81 для зубчастих коліс з $m \geq 1$		ГОСТ 13754-81 (СТ СЭВ 516-77)- прямоzubі; ГОСТ 16202-81 (СТ СЭВ 515-77)- з круговими зубами	
Основні параметри	ГОСТ 2185-66 (СТ СЭВ 229-75); ГОСТ 13733-77	-	ГОСТ 12289-76	ГОСТ 2144-76 (СТ СЭВ 221-75, СТ СЭВ 267-76, СТ СЭВ 2820-80)
Розрах. на міцність	ГОСТ 21354-75			
Умовні позначення	ГОСТ 2.402-68 (СТ СЭВ 286-76)			
Правила вик. креслень	ГОСТ 2.403-75 (СТ СЭВ 859-78)	ГОСТ 2.404-75 (СТ СЭВ 859-78)	ГОСТ 2.405-75 (СТ СЭВ 859-78)	ГОСТ 2.406-75 (СТ СЭВ 859-78)

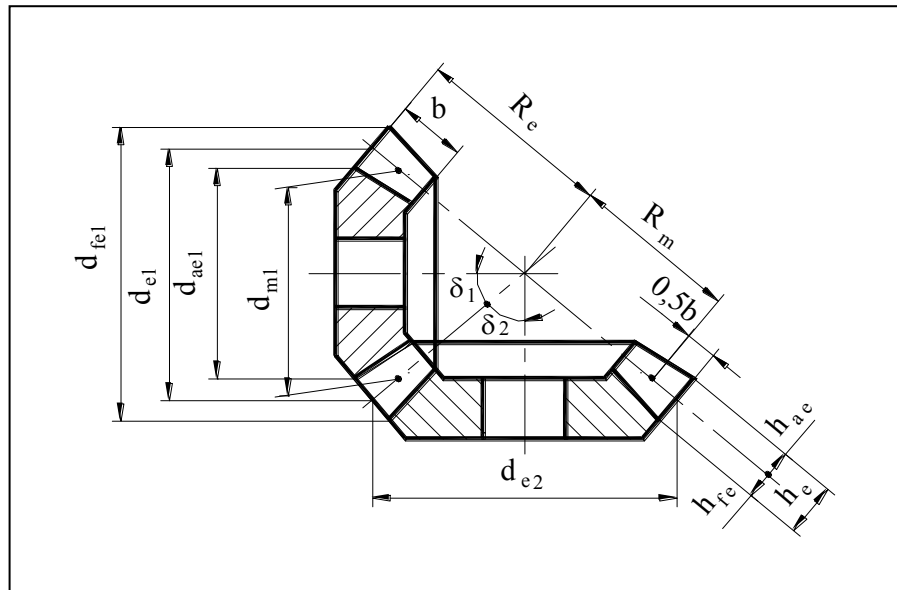
Основні геометричні розміри зубчастих вінців, визначені згідно стандартних параметрів вихідного контуру, приведені в табл. 2.2÷2.4.

Таблиця 2.2 Основні розміри та параметри нормальних (некоригованих) циліндричних прямозубих та косозубих передач із зовнішнім зачепленням при $\alpha = 20^\circ$



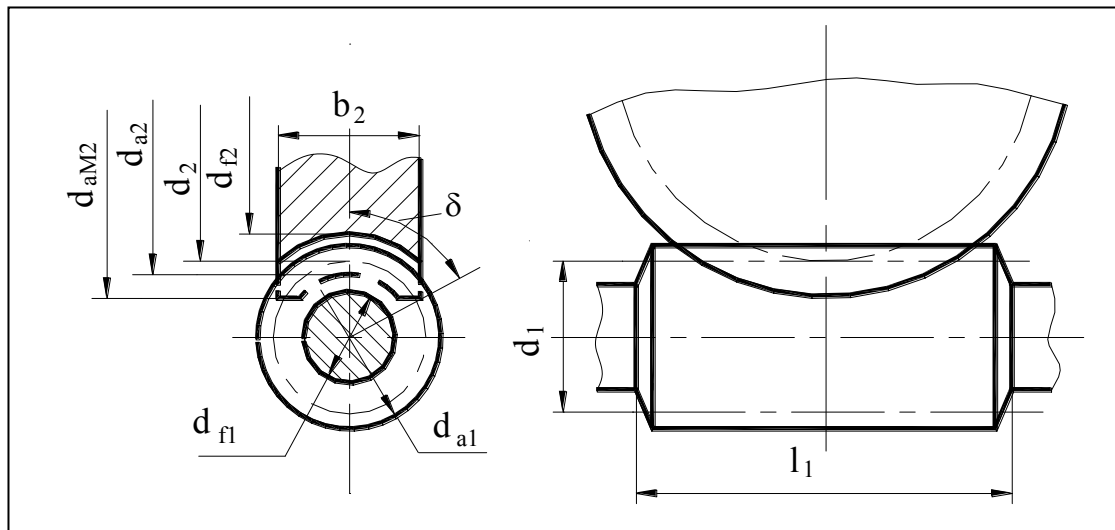
Елементи передач	Формули
Модуль нормальний	$m_n = m$ по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76)
Крок нормальний	$p_n = \pi \cdot m_n$
Кут нахилу зубів (для косозубих передач)	$\beta = 8 \dots 15^\circ$
Торцевий модуль	$m_t = m_n / \cos \beta$
Торцевий крок	$p_t = p_n / \cos \beta$
Діаметр ділительного кола	$d = z \cdot m_t$
Висота головки зуба	$h_a = h_a^* \cdot m$; $h_a^* = 1$
Висота ніжки зуба	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m$; $c^* = 0,4$ при $0,1 \leq m < 0,5$; $c^* = 0,35$ при $0,5 \leq m < 1$; $c^* = 0,25$ при $m \geq 1$
Висота зуба	$h = h_a + h_f$
Діаметр кола виступів	$d_a = d + 2h_a = d + 2h_a^* \cdot m$
Діаметр кола впадин	$d_f = d - 2h_f = d - 2(h_a^* + c^*) \cdot m$
Міжосьова відстань	$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_t(z_1 + z_2)$
Передаточне число	$u_{12} = w_1 / w_2 = z_2 / z_1 = d_2 / d_1$
Число зубів еквівалентних коліс	$z_v = z / \cos^2 \beta$

Таблиця 2.3 Основні розміри та параметри при

передачі з прямозубими конічними колесами
при $\Sigma=90^\circ$ і $\alpha=20^\circ$ 

Елементи передачі	Формули
Кути ділільних конусів	$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}; \quad \delta_2 = \arctg \frac{z_2}{z_1} = 90^\circ - \delta_1$
Зовнішній коловий модуль	m_e по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76)
Зовнішній ділільний діаметр	$d = z \cdot m_e$
Зовнішня висота головки зуба	$h_{ae} = h_a^* \cdot m_e = m_e; \quad h_a^* = 1$
Зовнішня висота ніжки зуба	$c^* = 0,4$ при $0,1 \leq m < 0,3$; $h_{fe} = (h_a^* + c^*) m_e; \quad c^* = 0,35$ при $0,3 \leq m < 0,5$; $c^* = 0,25$ при $0,5 \leq m < 1$; $c^* = 0,2$ при $m \geq 1$
Зовнішній діаметр вершин зубів	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cdot \cos \delta$
Зовнішній діаметр впадин зубів	$d_{fe} = d_e - 2h_{fe} \cdot \cos \delta$
Зовнішня конусна відстань	$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = m_e z_2 \sin \delta$
Коефіцієнт ширини зубчастого вінця	$K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,25 \dots 0,3$
Ширина вінця зубчастого колеса	$b = K_{be} \cdot R_e; \quad b \leq 10 m_e$
Середній коловий модуль	$m_m = \frac{m_e R_m}{R_e}$
Середня конусна відстань	$R_m = R_e - 0,5b$
Передаточне число	$u = z_2/z_1 = d_{e2}/d_{e1} = d_{m2}/d_{m1} = \tg \delta_2$
Число зубів еквівалентних копів	$z_v = z / \cos \delta$
Передаточне число еквівалентної передачі	$u_v = u^2$

Таблиця 2.4 Основні розміри та параметри черв'ячної передачі з черв'яком ZA



Елементи передачі	Формули	
	Черв'як	Черв'ячне колесо
Модуль	m по ГОСТ19672-74 (СТ СЭВ 267-76)	
Число заходів черв'яка	z_1	
Число зубів колеса		$z_2 = z_1 \cdot u_{12}$
Осьовий крок черв'яка (коловий колеса)	$p = \pi \cdot m$	
Хід витка черв'яка	$p_z = z_1 \cdot p$	
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = d_1 / m$ по ГОСТ 19672-74	
Кут підйому витка черв'яка	$\gamma = \arctg(z_1 / q)$	
Ділильний діаметр черв'яка (колеса)	$d_1 = q \cdot m$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Висота головки витка черв'яка (зуба колеса)	$h_a = h_a^* \cdot m; \quad h_a^* = 1$	
Висота ніжки витка черв'яка (зуба колеса)	$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m; \quad c^* = 0,2$	
Діаметр кола вершин	$d_{a1} = d_1 + 2h_a$	$d_{a2} = d_2 + 2h_a$
Діаметр кола впадин	$d_{f1} = d_1 - 2h_f$	$d_{f2} = d_2 - 2h_f$
Довжина нарізаної частини черв'яка	$l_1 \geq 2m(\sqrt{z_2 + 1})$	
Ширина вінця черв'ячного колеса		$b \leq 0,75d_{a1},$ (при $z_1 = 1; 2$); $b \leq 0,67d_{a1},$ (при $z_1 = 3; 4$).
Кут бокових скосів колеса		$\delta = 45 \dots 60^\circ$ – для силових передач; $\delta = 22 \dots 30^\circ$ – для відлікових.
Найбільший діаметр черв'ячного колеса	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$	
Міжосьова відстань	$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$	
Передаточне число	$u_{12} = w_1 / w_2 = z_2 / z_1$	

Таблиця 2.5 Формули для силових розрахунків зубчастих вінців

Вид передачі	Критерій роботоздатності		Допустимі напруження	Зусилля в передачі
	Контактна міцність	Втомний згин		
Центричні	$a_n \geq K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot K_{H\beta}}{u \cdot \psi_{Hd} \cdot [\sigma]_H}}$	$m \geq K_m \sqrt[3]{\frac{T_{F1} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z_1^2 \cdot \psi_{Hd} \cdot [\sigma]_F}}$	$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{S_H}$	$F_t = \frac{2T}{d};$ $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta;$ $F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$
	$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{\omega_{H1} \cdot (u \pm 1)}{d_1 \cdot u}} \leq [\sigma]_H$	$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{\omega_{F1}}{m} \leq [\sigma]_F$		
	$d_{a2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_{H1} \cdot u^2 \cdot K_{H\beta}}{K_{H\alpha} \cdot (1 - K_{H\alpha}) \cdot [\sigma]_H}}$	$m_m \geq \sqrt[3]{\frac{4,568 T_{H1} \cdot \sin \alpha \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_F}{z_1^2 \cdot K_{H\alpha} (1 - K_{H\alpha}) \cdot [\sigma]_F}}$	$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim} \cdot K_{FE} \cdot K_{FEL}}{S_F}$	$F_t = \frac{2T}{d_m};$ $F_{t1} = F_{t2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$ $F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2$
Кіничні	$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{\omega_{H1} \cdot \sqrt{1+u^2}}{d_{m1} \cdot u}} \leq [\sigma]_H$	$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{\omega_{F1}}{m_m} \leq [\sigma]_F$		
	$a_n \geq K_a \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{\frac{T_{H2} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{z_1 \cdot [\sigma]_H}}$	$m \geq 11,45 \sqrt[3]{\frac{T_{F2} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma} \cdot Y_{F2} \cdot \cos \gamma}{q \cdot z_2^2 \cdot [\sigma]_{F2}}}$	$[\sigma]_{H2} = 0,9 \sigma_{H1} \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$ Нереверсивні передачі - $[\sigma]_{F2} = (0,25 \sigma_{F1} + 0,08 \sigma_{H1}) \sqrt[3]{\frac{10^4}{N_{FE2}}};$ Реверсивні передачі - $[\sigma]_{F2} = 0,16 \sigma_{H1} \sqrt[3]{\frac{10^4}{N_{FE2}}}$	$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2};$ $F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha;$ $F_{a2} = F_{a1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma$
	$\sigma_{H2} = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_E \sqrt{\frac{\omega_{H1}}{d_2}} \leq [\sigma]_{H2}$	$\sigma_{F2} = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_E \cdot \frac{\omega_{F2}}{m} \leq [\sigma]_{F2}$		
Черв'ячні				
проектний розрахунок				
перевірний розрахунок				

Примітка. Значення або порядок визначення окремих параметрів і коефіцієнтів у формулах приведені в літературі [1,2,3,6+10]

Розрахункові залежності для проектного і перевірного розрахунків зубчастих вінців на контактну міцність і на втомний згин, а також формули для визначення допустимих напружень і зусиль в циліндричних, конічних і черв'ячних передачах приведені в табл.2.5. Методика розрахунків, а також значення параметрів і коефіцієнтів в формулах і порядок їх визначення детально розглянуті в технічній літературі [1,2,6-10,12] і регламентовані ГОСТ 21354-87.

Після розрахунку зубчастих вінців виконують розрахунки на міцність валів, підбір підшипників кочення, розрахунки шпонкових і штифтових з'єднань, муфти та ін. згідно із загальноприйнятими методиками [1,2,6,7,9,10,12].

2.2.3 Розрахунок і конструювання валів

Проектування вала починають з *попередньою розрахунку*, у якому визначають мінімальний діаметр вала (як правило вихідного його кінця) з умови міцності тільки на кручення за пониженими допустимими напруженнями:

$$d_{\text{с. min}} \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 [\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (2.4)$$

де T – обертовий момент, прикладений до вала;

$[\tau]_{\text{кр}}$ – понижене значення допустимого напруження на кручення, для сталевих валів при попередніх розрахунках приймається $[\tau]_{\text{кр}} = 10 \dots 30 \text{ МПа}$.

Далі розробляють конструкцію вала. Конструктивно за орієнтовними розмірами насаджених деталей приймають віддаль між опорами, діаметри ділянок вала під підшипниками, зубчастими колесами, шківками, ущільненнями, передбачають виступи для фіксації деталей в осьовому напрямку, тощо.

Після конструктивного оформлення вала виконують *перевірний розрахунок* на втомну міцність і, при необхідності, на статичну міцність. Розрахунок на втомну міцність включає наступні етапи: визначення навантажень; складання розрахункової схеми вала, яка дає представлення про розміщення на ньому всіх зубчастих коліс і опор; визначення реакцій опор і побудова епюр згинних і крутних моментів; розрахунок напружень в небезпечному січенні і перевірка вала на втомну міцність.

Суть перевірного розрахунку валів на втомну міцність полягає у визначенні розрахункових коефіцієнтів запасів міцності в небезпечних перерізах і порівнянні їх з допустимими по формулі:

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s], \quad (2.5)$$

де s_{σ} і s_{τ} – коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями відповідно;

$[s]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності за границею витривалості, рекомендується $[s] \geq 1,7$.

В свою чергу s_{σ} і s_{τ} визначаються по формулах:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}; \quad (2.6)$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (2.7)$$

де σ_{-1} і τ_{-1} – границі витривалості матеріалу вала при згині та крученні і симетричному циклі зміни напружень, $\tau_{-1} \approx 0,58\sigma_{-1}$;

K_{σ} і K_{τ} – ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині та крученні;

ε_{σ} і ε_{τ} – масштабні фактори;

ψ_{σ} і ψ_{τ} – коефіцієнти чутливості матеріалу вала до асиметрії циклів навантажень, залежать від механічних характеристик матеріалу;

σ_a і σ_m ; τ_a і τ_m – амплітуди та середні значення напружень за цикл.

Якщо на вал в процесі роботи діють короточасні перевантаження, то його перевіряють ще й на **статичну міцність**. При цьому вал розраховують на сумісну дію згину, кручення і стиску (чи розтягу) при найбільших короточасних навантаженнях. Впливом дотичних напружень від поперечних сил нехтують. Перевірка полягає у виконанні умови:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_{ст})^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma_{зг}], \quad (2.8)$$

де $\sigma_{екв}$ – еквівалентні напруження, розраховані по енергетичній теорії міцності;

$\sigma_{зг}$; $\sigma_{ст}$; $\tau_{кр}$ – максимальні напруження згину, стиску і кручення в небезпечному перерізі вала із врахуванням можливого перевантаження;

$[\sigma_{зг}]$ – допустимі напруження згину.

Перевірний розрахунок валів на жорсткість виконують у тих випадках, коли їх деформації суттєво впливають на роботу деталей передачі [1;2;9;10].

2.2.4 Вибір і розрахунок підшипників кочення

Найбільш поширеним видом опор приладів і точних механізмів є підшипники кочення.

При виборі підшипників кочення спочатку визначається його **тип** в залежності від діючих навантажень, частоти обертання, умов роботи, точності вузла тощо. Потім в залежності від діаметра цапфи вала по каталогу, наприклад [15], вибирається необхідний **типорозмір** підшипника. Вибір серії підшипника залежить від величини навантаження.

Розрахунок вибраного підшипника полягає у його перевірці за статичною або динамічною вантажністю.

Підшипники рахуються навантаженими статично, коли швидкість їх обертання $n \leq 10$ об/хв. Тоді перевірка виконується за умовою:

$$F_0 = X_0 \cdot F_{rn} + Y_0 \cdot F_{an} \leq C_0, \quad (2.9)$$

де F_0 – розрахункове статичне навантаження на підшипник;

F_{rn} і F_{an} – радіальне і осьове сумарне навантаження на підшипник;

X_0 Y_0 – коефіцієнти радіального та осьового навантаження на підшипник, приводяться в довідниках;

C_0 – базова статична вантажність, приводиться в довідниках.

Розрахунок підшипників за динамічною вантажністю виконують при $n > 10$ об/хв. Перевірка работоздатності вибраного підшипника за динамічною вантажністю виконується за умовою:

$$C_p = F_{екв} \sqrt[6]{L_h \frac{60n}{10}} \leq C_{табл}, \quad (2.10)$$

де C_p - розрахункова динамічна вантажність підшипника;
 $F_{екв}$ - еквівалентне навантаження, розраховується для кожного підшипника в залежності від його типу і схеми навантаження [1;2;7-10];
 L_h - заданий строк служби підшипника в год.;
 $\alpha = 3$ - для кулькових підшипників; $\alpha = 10/3$ - для роликів;
 $C_{табл}$ - базова (таблична) динамічна вантажність вибраного підшипника, приводиться у довідниках.

2.2.5 Розрахунок шпонкових і штифтових з'єднань

Шпонки і штифти служать для з'єднання валів з насадженими на них деталями (зубчастими колесами, шківками, важелями тощо), і передачі обертового моменту.

Серед шпонкових з'єднань найбільше поширення отримали призматичні шпонки. Розміри перерізу призматичної шпонки ($b \times h$) вибираються згідно ГОСТ 23360-78 в залежності від діаметра вала d . Розрахунок з'єднання полягає у визначенні робочої довжини шпонки l_p з умови міцності на зминання бокових поверхонь шпонки з бічною стінкою паза в маточчині. При цьому розміри ($b \times h$) стандартних шпонок підібрані так, що умова міцності на зріз матеріалу шпонки виконується автоматично. Тому при перевірці спроектованих шпонкових з'єднань можна обмежитись тільки розрахунком на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{d_g \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм} , \quad (2.11)$$

де T - обертовий момент;
 d_g - діаметр вала;
 h l_p - висота і робоча довжина шпонки;
 $[\sigma]_{зм} = 80 \dots 150 \text{ МПа}$ - допустиме напруження на зминання при сталевій маточчині для нерухомих з'єднань при постійному навантаженні.

Штифтові з'єднання забезпечують більш точну взаємну фіксацію деталей. При розрахунках на міцність штифтового з'єднання виконується перевірка на зріз матеріалу штифта і, при необхідності, може бути виконана перевірка на зминання поверхні отвору втулки (маточчини), [1;2;6-10].

2.2.6 Рекомендації по виконанню графічної частини курсової роботи

Графічну частину курсової роботи бажано починати з виконання на міліметровому папері ескізної компоновки розрахованого електромеханічного приводу. Це дасть можливість виявити недоліки розрахунку геометричних параметрів передач і знайти шляхи їх усунення. Наприклад, змінюючи матеріали зубчастих чи черв'ячних коліс, їх термообробку, уточнюючи або змінюючи значення розрахункових коефіцієнтів і передаточних відношень відповідних ступеней, шляхом повторних розрахунків можна добитись кращої конструкції, більш технологічної і зручнішої в експлуатації.

Після остаточного визначення конструкції передач, підшипникових вузлів, корпуса приводу, способу під'єднання до нього електродвигуна та інших вузлів, виконується складальне креслення спроектованого приводу на креслярському папері формату А1.

Складальне креслення виконується у повній відповідності із вимогами ЄСКД. Приводиться необхідна кількість проєкцій, місцевих видів, розрізів. Оформляється специфікація. Крім складального креслення виконуються робочі креслення 3...5-ти деталей приводу (за вказівкою викладача) скомпонованих на листі формату А1.

Завершується курсова робота оформленням розрахунково-пояснювальної записки і представленням роботи на перевірку викладачу. Після отримання позитивного результату

перевірки або після виправлення зауважень викладача робота допускається до захисту перед комісією.

3 ОФОРМЛЕННЯ ТЕКСТОВОЇ І ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ

3.1 Розрахунково-пояснювальна записка

Розрахунково-пояснювальна записка (ПЗ) – це текстовий технічний документ, його структура і оформлення повинні відповідати ГОСТ 2.105-79 та ДСТ 3008-95 із врахуванням специфіки учбового проектування. Орієнтовний зміст записки представлений нижче.

Технічне завдання.

1 Вибір електродвигуна:

- визначення загального к.к.д. приводу;
- визначення мінімально необхідної потужності електродвигуна;
- вибір електродвигуна і його параметрів (тип, номінальна потужність, частота обертання вала, приєднувальні розміри).

2 Кінематичний і силовий розрахунок приводу.

2.1 Передаточні відношення приводу:

- визначення загального передаточного відношення;
- розбивка загального передаточного відношення по ступенях;
- визначення кутових швидкостей валів.

2.2 Визначення обертових моментів на валах.

2.3 Розрахунок геометричних параметрів передач (для кінематичних передач):

- число зубів, число заходів черв'яка, міжосьові відстані, модулі передач;
- вибір матеріалів деталей, їх термообробки.

3 Розрахунки на міцність зубчастих передач (для кінематичних передач виконується тільки перевірка на втомний згин зубів тихохідної ступені):

- вибір матеріалів і допустимих напружень;
- вихідні параметри зачеплення (кількість зубів, розрахункові коефіцієнти та ін.);
- проектний розрахунок зачеплення;
- перевірний розрахунок.

4 Розрахунок валів (виконується розрахунок на міцність одного з валів; приводиться ескіз вала (конструктивна схема) з основними розмірами, розрахункова схема навантаження вала як балки, епюри згинних та крутних моментів).

5 Підбір і розрахунок підшипників.

6 Розрахунок штифтових, шпонкових та ін. з'єднань.

7 Змащування зубчастих коліс та підшипників приводу.

8 Розрахунок і конструювання муфти.

Перелік посилань.

Додатки.

3.1.1 Пояснювальна записка починається з **титульної сторінки**, яка виконується на щільному (наприклад креслярському) папері. Зразок оформлення титульної сторінки приведений в додатку А.

Після титульної сторінки підшивається **зміст**, потім **технічне завдання** (додаток Б).

3.1.2 Текстова частина записки виконується на стандартних аркушах друкарського паперу формату А4 з однієї сторони одним із слідуєчих способів: рукописним, машинописним, із застосуванням друкуєчих пристроїв виводу ЕОМ. На кожному аркуші необхідно **зробити рамку по формі 2а** ГОСТ 2.104-68.

Від внутрішньої сторони рамок до границь тексту необхідно залишати відстань до початку рядків не менше 5мм, а в кінці рядків – не менше 3мм. Відстань від верхнього і нижнього рядків тексту до внутрішньої рамки аркуша повинна бути не менше 10мм.

При рукописному способі виконання записки, враховуючи учбовий характер проекту, текст дозволяється писати чітким каліграфічним почерком чорним чорнилом або кульковою ручкою з висотою букв і цифр не менше 2.5мм.

Текст повинен бути написаний акуратно, без помилок. Виклад тексту повинен бути коротким, чітким, без двозначного тлумачення і повинен виходити від першої особи у множині. Термінологія і визначення повинні бути єдині і відповідати загальноприйнятим стандартам.

Особливості виконання записки іншими способами вказані у відповідних вимогах і стандартах.

3.1.3 Номерація сторінок ПЗ повинна бути наскрізною, включаючи титульну сторінку, зміст, рисунки, схеми, таблиці, додатки. Номер сторінки проставляють арабськими цифрами у відповідній графі основного напису (форма 2а). На титульній сторінці номер не ставлять.

3.1.4 Зміст ПЗ розбивають на розділи, підрозділи, пункти та підпункти. Розділи нумеруються арабськими цифрами без крапки в границях всієї ПЗ. Підрозділи нумеруються в границях кожного розділу. Номер підрозділу складається з номеру розділу та номеру підрозділу, розділених крапкою. Крапка в кінці не ставиться. Аналогічно нумеруються пункти та підпункти.

Найменування структурних елементів ПЗ (зміст, перелік посилань, додатки тощо) і розділів повинні бути короткими і записуються у вигляді заголовка посередині рядка. Заголовки підрозділів, пунктів і підпунктів ПЗ слід починати з абзацу з великої букви без крапки в кінці. Переноси слів у заголовках не допускаються, крапку в кінці заголовка не ставлять. Відстань між заголовком і наступним рукописним текстом повинна бути рівна 15мм.

3.1.5 Всі ілюстрації ПЗ (ескізи, схеми, графіки, креслення і т.д.) називають рисунками. Ілюстрації нумерують в межах розділів. Номер ілюстрації складається з номера розділу та порядкового номера ілюстрації в границях цього розділу, розділених крапкою, наприклад: «Рисунок 1.1-Кінематична схема».

Якщо ілюстрація має назву і підрисунковий текст (пояснюючі дані до рисунку), то підрисунковий текст розміщують під ілюстрацією, а номер ілюстрації і її назву розміщують нижче підрисункового тексту.

3.1.6 Таблиці нумерують арабськими цифрами в межах кожного розділу аналогічно тому, як нумеруються рисунки. Над лівим верхнім кутом таблиці розміщують напис «Таблиця...», наприклад: «Таблиця 2.1». Потім (в тому ж рядку) пишеться короткий заголовок таблиці (при його наявності), а нижче заголовку розміщується власне таблиця. При вказівці в тексті на таблицю, слово таблиця пишуть скорочено з малої букви, наприклад «...в табл.1.2»

3.1.7 Формули нумеруються арабськими цифрами в границях кожного розділу аналогічно тому, як нумеруються рисунки. Номер вказують з правої сторони листка на рівні формул в круглих дужках.

У формулах, в якості символів слід застосовувати стандартні позначення. Значення символів і коефіцієнтів розшифровуються безпосередньо під формулою. Перша стрічка розшифровки починається словом «де», після якого двокрапку чи тире не ставлять. Пояснення кожного символу починається з нового рядка в тій послідовності, в якій вони приведені у формулі.

Формули розташовують симетрично відносно середини рядка. Відстань між рядком формули і рядками тексту при виконанні тексту рукописним способом повинна бути рівна 10мм, при виконанні тексту машинописним способом - двом інтервалам. Відстань між рядками формул така ж, як і в тексті.

При вказівці в тексті на формулу вказують її номер в дужках, наприклад: «... у формулі (1.4)».

3.1.8 Не допускається застосовувати в тексті без числових значень математичні знаки: $\leq$, $\geq$, $\neq$, №, %, тощо. Математичний знак мінус (-) перед від'ємними значеннями величин не ставиться, а пишуть слово «мінус».

3.1.9 В тексті текстового документу числа з розмірністю необхідно писати цифрами, а без розмірності – словами, наприклад: «Діаметр вала – не менше 20 мм», «Запас міцності повинен бути не менше двох».

3.1.10 Одиниця фізичної величини одного і того ж параметра в границях текстового документу повинна бути постійною. Якщо наводиться ряд числових значень, виражених в одній і тій же фізичній величині, то її (величину) вказують після останнього числового значення, наприклад: 100; 105; 115 мм.

3.1.11 Приведені в ПЗ розрахунки повинні мати:

- ескіз або схему об'єкту розрахунку (розрахункову схему), накреслені в довільному масштабі;
- задачу розрахунку, в якій вказується, що потрібно визначити при розрахунку;
- вихідні дані для розрахунку;
- припущення, при яких виконується розрахунок;
- власне розрахунок;
- висновок.

3.2 Графічна частина.

3.2.1 Графічна частина курсової роботи складається із складального креслення спроектованого електромеханічного приводу (формат А1) та робочих креслень 3÷5-ти деталей, скомпонованих на форматі А1.

3.2.2 Для позначення креслень і ПЗ до учбових курсових робіт та проектів рекомендується наступна форма вибору позначень:

КР	<u>XXX.</u>	<u>XX.</u>	<u>XX.</u>	<u>XXX</u>
	1	2	3	4

1 - трьохзначний номер залікової книжки студента;

2 - порядковий номер складальної одиниці (вузла), яка входить у виріб (від 01 до 99);

3 - порядковий номер складальної одиниці (підвузла), яка входить у попередню складальну одиницю (вузол) (від 01 до 99);

4 - порядковий номер деталі, яка входить, або безпосередньо у виріб, або у вузол, або у підвузол (від 001 до 099).

Приклад позначення 21-ї деталі, яка входить в 7-й підвузол 3-го вузла виробу, спроектованого студентом, що має залікову книжку з номером 323:

КП 323. 03. 07. 021

3.3.3 Ескізу проробку складального креслення рекомендується виконувати на міліметровому папері. Починати слід з нанесення міжосьових чи конусних віддалей і початкових діаметрів передач, зовнішніх контурів валів, габаритів підшипників, отриманих при проектних розрахунках. Потім наносять внутрішні і зовнішні контури корпусу. Після цього проробляють конструкцію основних деталей із врахуванням їх конструктивних особливостей та технологічності, вибирають спосіб з'єднання деталей і фіксації їх на валах і в корпусі, намічають площину роз'єму корпусу (якщо він роз'ємний) і спосіб з'єднання та фіксації його частин. Наявність ескізної проробки конструкції на міліметровому папері дозволяє впевнено перейти до виконання складального креслення на ватмані з необхідною кількістю видів, розрізів, січень. При достатньому досвіді студент може виключити ескізу проробку, а виконувати складальне креслення зразу на ватмані.

3.3.4 При оформленні складального креслення розробленого приводу необхідно враховувати ряд застережень.

а) Корпусні деталі в механізмах приладів для полегшення складання проєктують, як правило, роз'ємними з роз'ємом поперек осей валів. При цьому на складальному кресленні повинні бути показані елементи, які забезпечують строгу фіксацію взаємного розміщення корпусних деталей і співвісність опорних поверхонь валів, центрування осі вала електродвигуна з віссю вхідного вала редуктора, а також способи стопоріння різьбових та штифтових з'єднань.

б) Конструкції підшипникових вузлів вала з конічними і черв'ячними колесами повинні передбачати можливість регулювання зачеплення та осьових люфтів валів з допомогою прокладок, різьбових стаканів або кришок.

в) В механізмах з електроприводом конструкція повинна забезпечувати співвісність вала електродвигуна із вхідним валом редуктора шляхом використання центруючих поясків в корпусі, центруючих стаканів, штифтів та ін.

г) Довжина маточин зубчастих та черв'ячних коліс повинна дорівнювати $L_{\text{мат.}} = (1,0 \dots 1,5) d$, де d – діаметр вала.

д) Місця під'єднання до корпусу спряжуваних деталей і вузлів (фланців електродвигунів, кришок, стаканів та ін.) повинні механічно оброблятися; для цього такі площини корпусу роблять виступаючими над необроблюваними поверхнями.

е) Розмір центруючого виступу спряжованої з корпусом деталі повинен бути вибраний із врахуванням розмірів фасок та галтелей на центруючих поверхнях так, щоб його висота була не меншою 2...3 мм.

є) Спосіб стопоріння різьбових і штифтових з'єднань повинен бути правильно конструктивно оформлений.

ж) Складальне креслення крім зображення складальної одиниці включає:

- номінальні розміри посадочних місць і їх посадки;
- основні розміри, які характеризують виріб (міжосьові віддалі з відхиленнями, габаритні, установочні та приєднувальні розміри);
- номера позицій складових частин виробу;
- технічні вимоги.

з). Номери позицій на кресленні потрібно розміщувати паралельно основному надпису поза контурами зображення і групувати їх у колонку або в рядок при можливості по одній лінії.

и) На складальному кресленні для спрощення дозволяється не зображати мілкі виступи, проточки, фаски, галтелі, зазори. При великій кількості однакових за формою і розмірами кріпильних деталей, рівномірно розміщених по колу, можна детально зображати деталі тільки одного з'єднання, а решту зображати умовно. Для групи кріпильних деталей, які відносяться до одного з'єднання, дозволяється одна лінія-виноска.

і) Якщо отвори під штифти, гвинти та ін. обробляються в зборі при складанні, то всі необхідні дані для обробки таких отворів (розміри, шорсткість, координати і т.д.), повинні вказуватись на складальному кресленні, відмічатись (наприклад значком «*»), а в технічних вимогах робиться запис: «* Обробити в зборі».

ї) Технічну характеристику і технічні вимоги розміщують на вільному полі креслення над основним надписом. Текст пишеться зверху вниз. Пункти технічної характеристики та технічних вимог повинні мати свою нумерацію. Кожний пункт записують з нового рядка. В технічних вимогах як до складальних, так і до робочих креслень записують вимоги, які не знайшли відображення безпосередньо в кресленні. Порядок запису наступний:

- вимоги до матеріалу виробу;
- вимоги до розмірів, форми, взаємного розміщення поверхонь;
- вимоги до якості поверхонь;
- вимоги до точності монтажу (зазори, биття і ін.);
- вимоги до регулювання, випробування;
- інші.

3.3.5 До складального креслення оформляється специфікація по ГОСТ 2.108-68. Вона складається із наступних розділів: *документація, комплекси, складальні одиниці, деталі,*

стандартні вироби, інші вироби, матеріали, комплекти . Специфікація підшивається до ПЗ після додатків.

3.3.6 В процесі виконання робочих креслень потрібно вибрати форму деталі, її матеріал і термообробку, вказати шорсткість поверхонь і граничні відхилення розмірів, форми і взаємного розміщення поверхонь. При відпрацюванні технологічності деталі необхідно забезпечити вибір оптимальних технологічних баз (доцільно їх співпадання з конструктивними); продумати спосіб отримання заготовки і методи контролю точності.

При конструюванні деталей завжди потрібно старатись спростити конструкцію, тому що це здешевлює оснастку, підвищує продуктивність праці, якість і надійність виробу, знижує його собівартість і підвищує точність.

Оформлення робочих креслень повинно відповідати ГОСТ 2.109-73 та ГОСТ 2.305-68. Робочі креслення деталі повинні мати усі дані, необхідні для її виготовлення та контролю: розміри, граничні відхилення, позначення шорсткості, матеріал, термічну обробку, покриття та ін. Граничні відхилення вільних розмірів записують текстом в технічних вимогах у вигляді: « Невказані граничні відхилення розмірів: $H14; h14; \pm IT14/2$ ».

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Красновский Е.Я., Дружинин Ю.Я., Филатова Е.М. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем.-М.:Высшая школа,1991.- 480с.
2. Элементы приборных устройств: Основной курс: В 2-х ч./О.Ф.Тищенко, Л.Т.Киселев, А.П.Коваленко и др.; Под общ. ред. О.Ф.Тищенко.-М.:Высшая школа,1982.-ч.1- 304с.
3. Элементы приборных устройств: Курсовое проектирование.В 2-х ч. /Н.П.Нестерова, А.П.Коваленко, О.Ф.Тищенко и др.;Под общ.ред.О.Ф.Тищенко.- М.:Высшая школа,1978.- ч.1.- 328с.; ч.2.- 232с.
4. Атлас конструкций элементов приборных устройств. /Под ред.О.Ф.Тищенко - М.:Машиностроение,1982.- 116с.
5. Вopilкин Е.А. Расчет и конструирование точных механизмов систем и приборов.-М.:Высшая школа,1980.- 463с.
6. Проектирование механизмов и приборов /Под ред. К.И.Заблонского.-Киев: Высшая школа,1971.- 520с
7. Первицкий Ю.Д. Расчет и конструирование точных механизмов.-Л.: Машиностроение, 1976.- 456с.
8. Милосердин Ю.В, Семенов Б.Д., Кречко Ю.А. Расчет и конструирование механизмов и приборов установок.-М.: Машиностроение,1985.- 408с.
9. Павлице В.Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин.-Київ:Вища школа,1993.- 560с.
- 10.Курсовое проектирование деталей машин /С.А.Чернавский, К.Н.Боков, И.М.Чернин и др.- М.:Машиностроение, 1988.- 416 с.
11. Курсовое проектирование механизмов РЭС /В.В.Джамай, И.П.Плево,Г.И.Рощин и др.;Под ред. Г.И.Рошина.-М.:Высшая школа,1991.-246с.
12. Плюскин А.К., Ермаков В.И., Пин Л.Г. Проектирование механических передач приборов.- М.:Высшая школа,1967.- 363с.
- 13.ОрловП.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В2-х т. -М.: Машиностроение, 1977.-т.1.-559с.,т.2.-544с.
- 14.Справочник по электрическим машинам.Т.2 /Под ред. И.П.Копылова.- М.:Энергоатомиздат.,1988.-620с.
- 15.Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В.Н.Нарышкина, Р.В.Карастовешевского.-М.:Машиностроение,1984.-280с.

Додаток А

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ
ІВАНА ПУЛЮЯ**

Кафедра приладів і
контрольно-
вимірних систем

ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИЙ ПРИВІД

Пояснювальна записка до курсової роботи з дисципліни
“Основи конструювання елементів приладів”

КР 310. 00. 00. 000 ПЗ

Завдання 10

Варіант 1

Виконав:

Прийняв:

2002

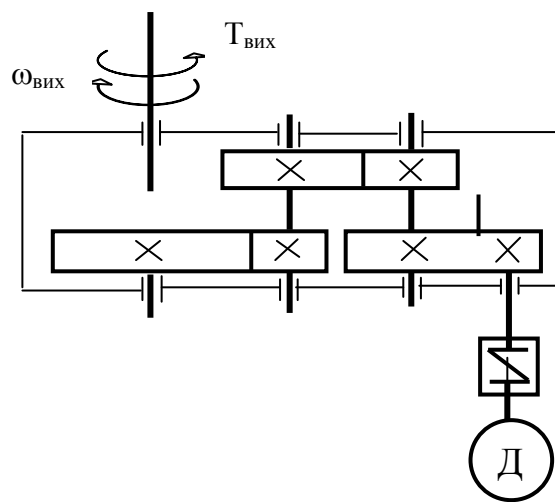
Додаток Б

Завдання 10

на виконання курсової роботи

Тема: Електромеханічний привід

Технічне завдання: спроектувати електромеханічний привід із закритою кінематичною передачею по запропонованій схемі.



Вихідні дані:

1. Момент опору на вихідному валу $T_{\text{вих}} = 6 \text{ Нм}$.
2. Швидкість обертання вихідного вала $n_{\text{вих}} = 150 \text{ об/хв}$.
3. Режим роботи – довгочасний, навантаження-постійне.
4. Особливості конструкції – передача закрита, кінематична, нереверсивна.
5. Строк служби приводу – 5000 год.

