

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»

**Методичні вказівки до виконання курсового проекту  
з кредитного модуля «Деталі машин»**

для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,  
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Рекомендовано  
Вченою радою ММІ  
Протокол № 5 від 23.12. 2014 р.

Київ НТУУ «КПІ»  
2014

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут»

**Методичні вказівки до виконання курсового проекту  
з кредитного модуля «Деталі машин»**

для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,  
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Ухвалено  
на засіданні кафедри прикладної механіки  
Протокол № 4 від 13.11.2014 р.

Метод. вказівки до виконання курсового проекту з кредитного модуля «Деталі машин» для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка», професійне спрямування «Інженерія логістичних систем» / Уклад. Ю.П. Горбатенко, О.В. Загора. – К.: Електронне видання, 2014, 53 с.

Навчальне електронне видання

### **Методичні вказівки**

до виконання курсового проекту  
з кредитного модуля «Деталі машин»

для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка»,  
професійне спрямування «Інженерія логістичних систем»

Укладачі: Горбатенко Ю. П., ст.викл.  
Загора О. В., аспірант

Відповідальний редактор

Ю.М. Данильченко,  
д. т. н., проф.

Рецензент

А.К. Скуратовський  
к.т.н., доцент

## Зміст

Вступ.....	5
1 Мета і завдання курсового проектування з ДМ.....	5
2 Структура проекту .....	6
2.1 Завдання на курсове проектування.....	6
2.2 Календарний план виконання КП.....	7
3 Структура і зміст пояснювальної записки.....	7
3.1 Графічна частина проекту .....	15
Додаток А. Типові завдання КП з кредитного модуля (дисципліни) «Деталі машин» .....	17
Додаток Б. Календарний план виконання курсового проекту з кредитного модуля (дисципліни) «Деталі машин» .....	42
Додаток В. Типові приклади виконання графічної частини проекту .....	44

## **Вступ**

Навчальна дисципліна (кредитний модуль) «Деталі машин» для підготовки бакалаврів напряму 6.050501 «Прикладна механіка» спеціальності «Інженерія логістичних систем» укупі з дисциплінами (кредитними модулями) «ПТС і М логістичних систем», «Автоматизований електропривод ПТС і М» та «Автоматизоване проектування», закладає основи (надає теоретичні знання та формує практичні уміння) базової професійної, інженерної, підготовки конструкторів широкого профілю – творців нової техніки, фахівців, чий внесок у створення матеріально-технічної бази суспільства є найбільш вагомим.

В цьому контексті курсовий проект (КП) за дисципліною (кредитним модулем) «Деталі машин» є полем самостійної, під керівництвом і за допомогою викладача, практичної діяльності студента, в процесі якої майбутній фахівець: закріплює і розширює базу та підвищує якість теоретичних знань, набутих у процесі слухання лекційного курсу, виконання лабораторних робіт та завдань СРС; трансформує ці знання у практичні уміння і досвід конструювання механізмів, їх вузлів та деталей з використанням існуючої нормативно-технічної бази та програм автоматизованого проектування (“Компас”, “Auto Cad”, “Mat Cad” і інших).

### **1 Мета і завдання курсового проектування з ДМ**

Мета курсового проектування:

- оволодіння сучасними методиками і технологіями конструювання і розрахунків механізмів, вузлів, окремих деталей;
- поглиблення і розширення базових теоретичних знань у процесі виконання проектно-пошукових вирішень поставлених задач;
- набуття необхідного практичного досвіду проектно-конструкторської діяльності, як такої та зокрема для успішного виконання курсових проектів з профілюючих та дипломних проектів бакалавра, магістра (спеціаліста).

Завдання, які потрібно вирішити для досягнення поставленої мети:

- на підставі узагальнення і аналізу існуючих аналогів розробити принципову схему приводу – механізму ВПМ чи ТМ;
- виконати кінематичні та силові (енергетичні) розрахунки приводу з визначенням передаточного числа приводу та його окремих ступенів, розрахунком потужності і вибором привідного двигуна;
- виконати розрахунки передач пасової, ланцюгової, зубчастої, черв'ячної із визначенням їх кінематичних, геометричних (із умов міцності (витривалості)), силових параметрів та ескізним проектуванням елементів передач – блоків, зірочок, зубчастих і черв'ячних коліс, черв'яків;
- виконати ескізне конструювання зубчастого чи черв'ячного редуктора із попередніми розрахунками розмірів валів та вибором (попереднім) підшипників;

- розробити 3D-модель редуктора;
- на базі ескізної розробки редуктора скласти розрахункові схеми валів та виконати розрахунки їх на статичну міцність, витривалість (утомну міцність), жорсткість;
- розрахувати шпонкові (щліцеві) з'єднання деталей з валами;
- вибрати підшипники за динамічною вантажопідйомністю;
- виконати складальне креслення редуктора;
- виконати робочі креслення деталей редуктора та передач пасової чи ланцюгової;
- вибрати з'єднувальні муфти;
- розробити 3D-модель приводу на зварній рамі;
- виконати креслення загального виду приводу;
- розробити специфікації на креслення загального виду і складальні.

Розрахунки та конструкторські розробки обов'язково виконувати згідно з вимогами діючих ДСТУ, технічних вимог, методик, правил та ЄСКД; для автоматизованого проектування використовувати ліцензійні програмні продукти; розроблені конструкції повинні максимально задовольняти вимогам уніфікації та стандартизації вузлів і деталей, мати найменші габарити та масу.

## **2 Структура проекту**

Курсовий проект складається із текстової частини (текстових документів) та графічної частини.

До складу текстових документів входять завдання на курсове проектування, календарний план виконання проекту, пояснювальна записка (ПЗ) з додатками – специфікаціями креслень (загального виду і складальних). Графічну частину проекту складають креслення загального виду механізму приводу, складальні креслення редуктора; робочі креслення деталей механізму; 3D-моделі редуктора та приводу.

### **2.1 Завдання на курсове проектування**

Завданнями на курсове проектування з кредитного модуля (дисципліни) «Деталі машин» для студентів із професійним спрямуванням «Інженерія логістичних систем» передбачено виконання комплексу проектно-конструкторських і розрахункових робіт, спрямованих на розроблення приводу одного з механізмів ПТС і М логістичних систем.

До складу вихідних даних на виконання КП в кожному завданні входять:

- принципова структурна схема механізму, яка дає уявлення про загальний устрій механізму та принцип його функціонування;
- числові значення параметрів кінематичних, силових (енергетичних), геометричних, які необхідно втілити у розроблювану конструкцію;
- циклограма навантажень, на якій відображено циклічний характер діючих на механізм навантажень.

Пакет завдань на виконання КП з кредитного модуля (дисципліни) «Деталі машин» для студентів напряму підготовки 6.050501 «Прикладна механіка», професійного спрямування «Інженерія логістичних систем» наведено в додатку А методичних вказівок.

## 2.2 Календарний план виконання КП

Календарний план виконання КП є складовою кредитного модуля «Курсовий проект з дисципліни «ДМ», яка вміщує етапи (змістові модулі) КП і терміни їх виконання.

Завдання на КП і календарний план виконання КП скріплюються підписами «Керівника» (викладача) і «Виконавця» (студента) та видаються «Виконавцю» (студенту) на початку VI семестру.

Приклад (форма) календарного плану наведений в додатку Б методичних вказівок.

## 3 Структура і зміст пояснювальної записки

Далі наводиться обов'язково структура ПЗ за назвами розділів та узагальнений зміст їх з необхідними коментарями і посиланнями, зокрема на перелік рекомендованих літературних джерел згідно з «Переліком рекомендованої літератури».

*Зміст.*

Загальний лист ПЗ із основним написом (штампом) відповідної форми по ЄСКД.

*Вступ.*

У «Вступі» «Виконавець» (студент) логічно і послідовно викладає своє бачення мети курсового проекту та завдань, які для цього потрібно виконати; стисло формулює вихідні дані на проектування (із варіанту завдання на КП).

*1. Призначення і область застосовування розроблювального об'єкту (механізму приводу).*

В розділі описується, для виконання яких робочих функцій машини (її окремого механізму) призначений розроблюваний привод; надається інформація про умови експлуатації та режими роботи (навантаженню) до яких адаптується привод.

*2. Технічна характеристика.*

В розділі викладаються технічні характеристики (параметри) складових приводу в послідовності, наведеній нижче.

Електродвигун:

- тип;
- номінальна потужність,  $P_n$ , кВт;
- частота обертання ротора (поліспасти),  $n$ , об/хв.;
- максимальний момент,  $T_{max}$ , Н·м, або кратності моментів (мінімального та максимального пускових);
- момент інерції ротора,  $I_p$ , кг·м<sup>2</sup>.

Редуктор:

- тип;

- передаточне число,  $u_p$ ;
- максимальний момент на вихідному валу,  $T_{\max}$ , Н·м.  
Клинопасова передача (за наявності в приводі):
- передаточне число,  $u_{к.п.}$ ;
- діаметри шківів: ведучого,  $d_1$ , мм; веденого,  $d_2$ , мм;
- тип паса;
- міжосьова відстань,  $a$ , мм.  
Ланцюгова передача (за наявності в приводі):
- передаточне число,  $u_{л.п.}$ ;
- числа зубців зірочок:  $z_1$  - ведучої;  $z_2$  - веденої;
- тип ланцюга, з кроком  $p_l$ , мм;
- міжосьова відстань,  $a_w$ , мм.  
З'єднувальна муфта (муфти):
- тип муфти та місце її встановлення;
- момент (максимальний), на передавання якого розрахована муфта,  $T_m$ , Н·м;
- момент інерції муфти,  $I_m$ , кг·м<sup>2</sup>.

### 3. Описання і обґрунтування вибраної конструкції приводу.

В розділі описується остаточно вибране конструктивне вирішення привідного механізму; наводяться параметри і критерії, за якими перевага надана даному конструктивному варіанту механізму; надаються посилання на існуючі прогресивні і перспективні напрямки створення подібних конструкцій.

### 4. Розрахунки, що підтверджують працездатність і надійність розроблюваної конструкції приводу.

#### 4.1. Узагальнений силовий (енергетичний) і кінематичний розрахунок привідного механізму.

Вихідні дані до розрахунків:

- схема привідного механізму;
- навантаження (сила опору  $F$ , Н, чи момент сил опору  $T$ , Нм) на робочий орган машини;
- швидкість руху (лінійна  $v$ ,  $\frac{H}{M}$  чи кутова  $\omega$ ,  $\frac{рад}{с}$ ) робочого органу машини.

В змістовій частині надаються вибір (уточнення) схеми привідного механізму та розрахунки: к.к.д. окремих складових і приводу в цілому; потужності привідного електродвигуна з вибором його; загального передаточного числа механізму з розподіленням його величини на передаточні числа окремих передач (ступенів передач), що входять до складу механізму; фактичної швидкості руху робочого органу машини; величин потужності і крутного моменту на валах привідного механізму; вибір з'єднувальної муфти (муфт).

Методики розрахунків і приклади виконання їх [1]; додатково для вибору електродвигуна [12], [13].

#### 4.2. Розрахунки і конструювання передач з гнучким елементом (зв'язком).

Згідно із змістом завдання на КП виконується розрахунок і конструювання однієї із передач зазначеного типу: клинопасової або ланцюгової.

Розрахунок і конструювання клинопасової передачі.

Вихідні дані до розрахунку:

- номінальна потужність  $P_H$ , кВт приводного електродвигуна механізму приводу – потужність обертального момента на ведучому шківі передачі;
- частота обертання  $n_1 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$  ведучого шківя передачі, встановленого на валу двигуна, який обертається з частотою  $n, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ , тобто  $n_1 = n, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ ;
- попередньо визначена величина передаточного числа клинопасової передачі  $u'_{\text{к.п.}}$  (п. 4.1);
- максимальне короткочасне перевантаження (у відсотках до номінального навантаження), див. циклограму навантажень;
- кількість робочих змін передачі упродовж доби (режим роботи);
- строк служби передачі  $t$ , год.;
- кут нахилу  $\theta$ , град. лінії центрів передачі до горизонталі.

В змістовій частині надаються:

- **Проектний розрахунок** із вибором типорозміру паса; визначенням діаметрів шківів ведучого та веденого; уточненням передаточного числа передачі; визначенням міжосьової відстані, довжини паса та кута обхвату ведучого шківя пасом; визначенням необхідної кількості пасів у передачі;
- **Силовий розрахунок**, в якому визначені сили натягу віток паса; сили, що діють на вали і підшипники; напруження у перерізі ведучої вітки паса; розрахункова довговічність паса.
- **Конструювання шківів** ведучого та веденого із вибором матеріалів, розрахунками геометричних параметрів (розмірів) їх та виконанням робочих креслень шківів (формат А4).

Методика розрахунку передачі і приклад виконання його [1]; додатково для вибору паса [9].

Розрахунок і конструювання ланцюгової передачі.

Вихідні дані до розрахунку:

- величина обертального моменту  $T_1$ , Нм на ведучому валу передачі (із 4.1.);
- кутова швидкість  $\omega_1, \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  (частота обертання  $n_1 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ ) ведучого вала передачі (із 4.1.);

- попередньо визначена (в п.4.1) величина передаточного числа  $u'_{д.п.}$  ланцюгової передачі;
- кут нахилу  $\theta$ . град. лінії центрів зірочок до горизонталі;
- режим роботи і умови експлуатації;
- строк служби передачі  $t$ , год.

В змістовій надаються:

- **Проектний розрахунок** із визначенням чисел зубців  $z_1$  ведучої та  $z_2$  веденої зірочок; визначенням кроку  $p$ , мм та вибором ланцюга.
- **Силовий розрахунок** із визначенням величин швидкості руху ланцюга, колової сили та перевіркою вибраного ланцюга за допустимим тиском; визначенням міжосьової відстані  $a_w$ , мм передачі та довжини ланцюга; визначенням сумарної сили натягу ведучої вітки ланцюга та коефіцієнта запасу міцності його; визначенням сил, що діють на вали зірочок і підшипники.
- **Конструювання зірочок** із вибором матеріалу розрахунками геометричних параметрів (розмірів) та виконанням робочих креслень ведучої та веденої зірочок (формат А4).

Методика розрахунку передачі і приклад виконання його [1], [15].

#### 4.3. Розрахунок зубчастої (черв'ячної) передачі.

Відповідно до змісту завдання на КП (схеми привідного механізму) виконується розрахунок передач (однієї чи кількох, в залежності від схеми редуктора):

- зубчастої циліндричної – прямозубої чи косозубої;
- зубчастої конічної – прямозубої чи з криволінійними (круговими) зубцями;
- черв'ячної – з черв'яком циліндричним чи глобоїдним.

Вихідні дані до розрахунку зубчастої (черв'ячної) передачі

- схема передачі (редуктора);
- навантаження (обертальні моменти; потужності моментів) на валах передачі (п. 4.1);
- циклограма навантажень;
- коефіцієнт максимального перевантаження  $k_n$ ;
- кутові швидкості (частоти обертання) валів передачі (п. 4.1);
- попередньо визначена (у п. 4.1) величина передаточного числа  $u_{з.п}$  зубчастої або  $u_{ч.п}$  черв'ячної передачі;
- тип передачі (зачеплення): циліндричної – косозуба або прямозуба; конічної – з прямими зубцями або з криволінійними (круговими) зубцями; черв'ячної – з циліндричним черв'яком або з глобоїдним;
- реверсування передачі – передбачено (не передбачено);
- строк служби передачі  $t$ , год.

Розрахунок циліндричної зубчастої передачі косозубої (прямозубої).

В змістовій частині надаються: вибір матеріалів зубчастих коліс, призначена термічна (хіміко-термічна) обробка та одержані твердості поверхонь зубців ( $N_1$  – шестерні,  $N_2$  – колеса), межі текучості матеріалів ( $\sigma_{T,1}$  - шестерні,  $\sigma_{T,2}$ - колеса).

Визначення еквівалентних чисел циклів переміни напружень:

- при розрахунку на контактну міцність (витривалість  $N_{H1}$  - для шестерні,  $N_{H2}$  - для колеса);
- при розрахунку на згинальну міцність (витривалість)  $N_{F1}$ - для шестерні,  $N_{F2}$  - для колеса.

Визначення допустимих напружень, МПа:

- $[\sigma]_{H1}$ ,  $[\sigma]_{H2}$  - контактних, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_H$  - контактного для передачі;
- $[\sigma]_{HM1}$ ,  $[\sigma]_{HM2}$  - граничних контактних при дії максимального навантаження, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_{F1}$ ,  $[\sigma]_{F2}$  – згинальних, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_{FM1}$ ,  $[\sigma]_{FM2}$  - граничних згинальних при дії максимального навантаження для попередження залишкових деформацій або крихкого зламу зубців, для шестерні і колеса, відповідно.

Проектний розрахунок передачі із визначенням: міжосьової відстані; модуля (нормального); ширини коліс; кута похилу зубців (для косозубої передачі); чисел зубців шестерні і колеса та уточненням передаточного числа; діаметрів ділільних кіл коліс, колової швидкості коліс та призначенням ступеня точності їх.

Перевірні розрахунки:

- на контактну міцність (витривалість);
- на попередження пластичних деформацій (контактних) або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців;
- на витривалість при згинання;
- на попередження залишкових деформацій або крихкого виламування зубців під дією максимального навантаження при згинанні.

Визначення геометричних розмірів шестерні та колеса; розроблення робочих креслень шестерні і колеса.

Методика розрахунку та приклад виконання його [2], [6], [9], [10].

Розрахунок прямозубої конічної передачі.

В змістовій частині надаються: вибір матеріалів зубчастих коліс, призначена термічна (хіміко-термічна) обробка та одержані твердості поверхонь ( $N_1$  – шестерні,  $N_2$ - колеса); межі текучості матеріалів ( $\sigma_{T1}$ - шестерні,  $\sigma_{T2}$  - колеса).

Визначення еквівалентних чисел циклів переміни напружень:

- при розрахунку на контактну міцність (витривалість)  $N_{H1}$ - для шестерні,  $N_{H2}$  - для колеса;
- при розрахунку на міцність (витривалість) при згинанні  $N_{F1}$ - для шестерні,  $N_{F2}$  - для колеса.

Визначення допустимих напружень, МПа:

- $[\sigma]_{H1}, [\sigma]_{H2}$  - контактних, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_{HM1}, [\sigma]_{HM2}$  - граничних контактних при дії максимального навантаження, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_{F1}, [\sigma]_{F2}$  – згинальних, для шестерні і колеса, відповідно;
- $[\sigma]_{FM1}, [\sigma]_{FM2}$  - граничних згинальних при дії максимального навантаження для попередження залишкових деформацій або крихкого руйнування зубців.

Проектний розрахунок передачі (із умови забезпечення контактної міцності (витривалості) спряжених поверхонь зубців коліс із визначенням зовнішнього ділильного діаметра колеса; вибором чисел зубців шестерні та колеса і уточненням величини передаточного числа; зовнішнього колового модуля та уточненням зовнішнього ділильного діаметра колеса; зовнішньої конусної відстані; ширини вінців; середньої конусної відстані; середнього колового модуля та середніх ділильних діаметрів шестерні і колеса; кутів при вершинах ділильних конусів шестерні і колеса; середньої колової швидкості коліс та призначення ступень точності коліс; еквівалентних чисел зубців шестерні і колеса.

Перевірні розрахунки:

- на контактну міцність (витривалість);
- на попередження пластичних деформацій (контактних) або крихкого руйнування робочих поверхонь зубців;
- на витривалість при згинанні;
- на попередження залишкових деформацій або крихкого виламування зубців під дією максимального навантаження при згинанні.

Визначення геометричних параметрів (розмірів) конічних прямозубих шестерні та колеса; розроблення робочих креслень шестерні та колеса.

Методика розрахунку та приклад виконання його [2], [6], [9], [10].

Розрахунок черв'ячної передачі з циліндричним черв'яком.

В змістовій частині надаються: вибір матеріалів черв'ячного колеса і черв'яка, в якому вказуються:

- вибрана, за орієнтовно визначеною величиною швидкості відносного ковзання спряжених елементів черв'яка і колеса, марка бронзи (або чавуну) для виготовлення вінця черв'ячного колеса; спосіб відливання; механічні характеристики матеріалу, МПа ( $\sigma_M$  - межа міцності,  $\sigma_T$  - межа текучості,  $E$  – модуль пружності);
- вибрана (за рекомендаціями) марка сталі черв'яка; метод термічної (хіміко-термічної) обробки одержана твердість поверхні витків; спосіб механічної (фінішної) обробки цієї поверхні.
- визначення еквівалентних чисел циклів переміни напружень – для розрахункових елементів зачеплення, якими є зубці черв'ячного колеса, оскільки поверхнева та об'ємна міцність їх менша за міцність витків сталевго черв'яка:

- при розрахунку на контактну міцність (витривалість)  $N_H$  - лише для черв'ячних коліс, виготовлених із бронзи олов'яних марок (Бр.ОФ, Бр.ОНФ, Бр.ОЦС) із межею міцності  $\sigma_M < 300$  МПа; при використанні безолов'яних марок бронзи або чавуну із  $\sigma_M > 300$  МПа небезпеку для втрати працездатності зачеплення становить не контактне руйнування поверхонь зубців, а заїдання, при цьому величина допустимого напруження призначається в залежності від швидкості відносного ковзання елементів зачеплення, без урахування числа циклів перемиї напружень;
- при розрахунку на згинальну міцність (витривалість)  $N_F$  - для зубців черв'ячного колеса.

Визначення допустимих напружень, МПа:

- $[\sigma]_H$  - контактного (для матеріалу колеса) для попередження утомного викришування і заїдання активних поверхонь зубців – при застосуванні бронзи олов'яних марок визначене в залежності від межі міцності  $\sigma_H$  матеріалу і числа циклів  $N_H$  перемиї напружень, при застосуванні бронзи безолов'яних марок і чавуну визначена в залежності від швидкості  $v_S, \frac{M}{C}$  відносного ковзання елементів зачеплення;
- $[\sigma]_{Hmax}$  - граничного контактного при дії максимального навантаження – для попередження залишкової деформації або крихкого руйнування поверхневого шару;
- $[\sigma]_F$  - згинального, для попередження утомного зламу зубців;
- $[\sigma]_{Fmax}$  - граничного згинального при дії максимального навантаження – для попередження залишкової деформації або крихкого зламу зубців.

Проектний розрахунок передачі із визначенням числа витків черв'яка, числа зубців колеса, вибором коефіцієнта діаметра черв'яка, розрахунками міжосьової відстані та модуля передачі; уточненням міжосьової відстані ( за необхідності); визначенням ділильного та початкового кута підйому гвинтової лінії витка черв'яка, діаметрів (ділильного, вершин витків та початкового) черв'яка, ділильного діаметра та середнього діаметра вершин зубців колеса, ширини вінця колеса; розрахунком швидкості відносного ковзання в зачепленні та вибором ступеня точності передачі; уточненням величин допустимого напруження  $[\sigma]_H$ .

Перевірні розрахунки передач:

- на контактну міцність (витривалість) для попередження утомного руйнування (викришування) робочих поверхонь зубців;
- на контактну міцність при дії максимального навантаження – для попередження залишкової деформації або крихкого руйнування поверхонь зубців;
- на згинальну міцність (витривалість) – для попередження утомного зламу зубців колеса;

- на згинальну міцність зубців колеса при дії максимального навантаження – для попередження залишкових деформацій або крихкого зламу їх.

Визначення сил у зачепленні передачі (ілюстроване схемою розподілення сил).

Перевірний розрахунок черв'яка на жорсткість.

Визначення геометричних параметрів (розмірів) черв'яка та черв'ячного колеса; розроблення робочих креслень черв'яка та колеса.

Методика розрахунку та приклад виконання його [3], [6], [9], [10].

#### 4.4. Розрахунки і конструювання валів редуктора.

Розраховуються і конструюються всі наявні в редукторі вали: швидкохідний (вхідний), проміжний (проміжні), тихохідний (вихідний).

Вихідні дані до розрахунків:

- схема розміщення валів (схема привідного механізму), із завдання на КП;
- величини,  $N_m$  і напрямки обертальних моментів на валах механізму (величина, кВт, потужності, що передається механізмом), із 4.1;
- частоти обертання, об/хв, валів редуктора, із 4.1; 4.2; 4.3;
- циклограма навантажень, із завдання на КП;
- геометричні параметри (розміри елементів передач зубчастих коліс, черв'яка і черв'ячного колеса, шківів клинопасової та зірочок ланцюгової передачі), встановлених на валах;
- кут нахилу лінії центрів клинопасової чи ланцюгової передачі до горизонталі;
- характер роботи механізму – реверсивний чи не реверсивний, із завдання на КП;
- строк служби редуктора,  $t$ , год.

В змістовій частині надаються: визначення сил в зачепленнях (черв'ячних) передач та консольних (від натягу віток паса чи ланцюга відповідної передачі, від взаємодії зубчастих коліс відкритої передачі, від не співвісності валів, з'єднаних муфтами) із розробленням 3D схеми навантаження валів.

Вибір матеріалів валів.

Попередні розрахунки і етап ескізного конструювання окремих валів та редуктора в цілому із розрахунками діаметрів валів редуктора у відповідних перерізах із умови міцності на скручування, визначенням розмірів ступенів валів у поєднанні із попереднім вибором підшипників та ескізним компонуванням редуктора.

Складання, на основі ескізного компонування редуктора (масштабного), розрахункових схем валів.

Визначення величин і напрямків реакцій в підшипникових опорах валів, розрахунки величин у перерізах валів і побудова епюр згинальних крутних і зведених моментів, знаходження найбільш навантажених перерізів валів.

Перевірні розрахунки валів на статичну міцність.  
Конструювання валів (розроблення робочих креслень їх).  
Розрахунки валів на утомну міцність (витривалість).  
Розрахунки шпонкових (шліцевих) з'єднань.

Методики розрахунків та конструювання валів з прикладами виконання їх див. [4], [6], [9], [10].

#### *4.5. Розрахунки і конструювання опор валів редуктора з підшипниками кочення.*

Вихідні дані до розрахунку:

- ескізне компонування редуктора із встановленими в опорах валів за відповідною схемою попередньо вибраними підшипниками кочення відповідного (рекомендованого) типу, із 4.4.
- частота обертання вала, об/хв.
- циклограма навантажень, із завдання на КП;
- передбачуваний ресурс підшипників, год;

В змістовій частині надаються

Конструкція відповідного вала на опорах (підшипниках кочення) із схемою навантаження підшипників і визначенням  $\gamma$  (розрахунками) величин радіальних та осьових навантажень на підшипники.

Для підшипника більш навантаженої опори – розрахунки еквівалентного динамічного навантаження та ресурсу підшипника.

Висновки, щодо придатності (непридатності із повторним вибором і перевіркою) попередньо вибраного підшипника.

Методика розрахунків і приклади виконання їх див. [4], [6], [9], [10], [14].

### **3.1 Графічна частина проекту**

Графічна частина проекту (додаток В) складається із п'яти листів формату А1.

1-й лист «Механізм приводу» 3D модель.

2-й лист «Механізм приводу». Креслення загального виду.

3-й лист «Редуктор зубчастий (черв'ячний)» 3D модель.

4-й лист «Редуктор зубчастий (черв'ячний)». Складальне креслення.

5-й лист «Деталі редуктора, клинопасової або ланцюгової передачі».

Робочі креслення.

Розробляються робочі креслення не менше 4-х нестандартних деталей, вибір яких узгоджується із керівником проекту.

Специфікації розробок (лист 2 і лист 4) входять до складу ПЗ у вигляді додатків.

# ДОДАТКИ

Додаток А: «Типові завдання КП з кредитного модуля (дисципліни) « Деталі машин».

Додаток Б: «Календарний план виконання проекту».

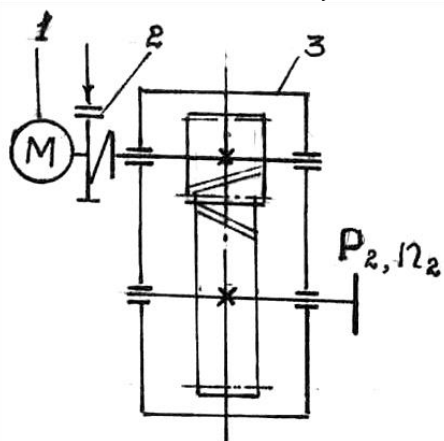
Додаток В: «Типові приклади виконання графічної частини проекту».

НТУУ «КПІ»  
Кафедра ПМ  
Деталі машин

**ЗАВДАННЯ № 1**  
**Спроекувати привідний механізм**  
по варіанту \_\_\_\_\_

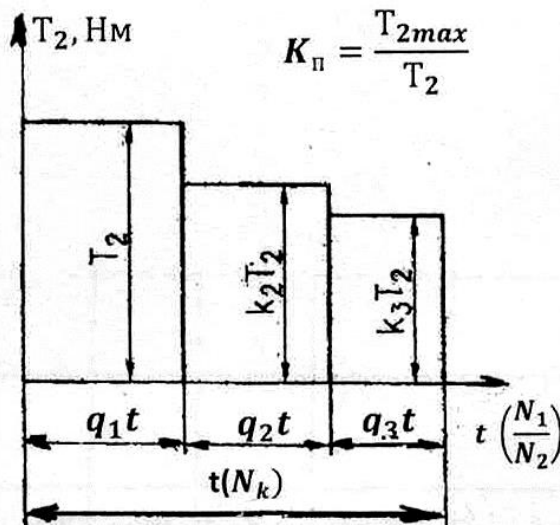
Студент \_\_\_\_\_ гр. \_\_\_\_\_  
Дата видачі завдання \_\_\_\_\_  
Дата захисту проекту \_\_\_\_\_  
Керівник \_\_\_\_\_

Схема механізму



1 – електродвигун; 2 – муфта з гальмом; 3 – редуктор з евольвентною циліндричною косозубою передачею.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0 k_2, \dots k_n < 1,0$$

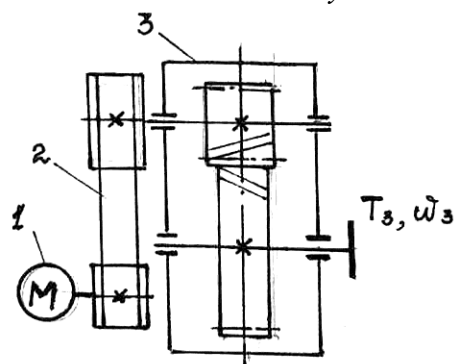
$T$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів перемиї навантажень (напружень)  
 $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані

В а р і а н т и

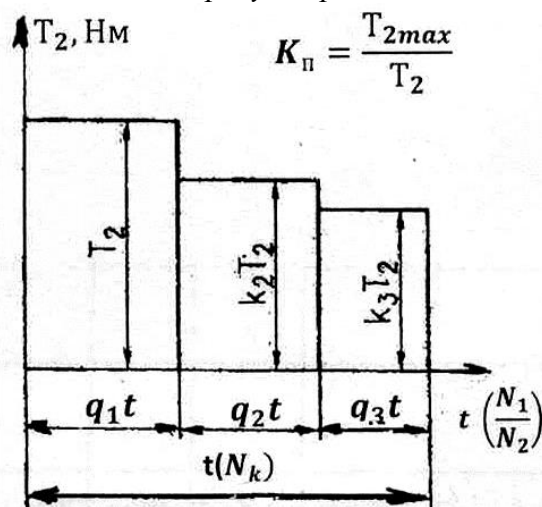
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потужність моменту на вихідному валу $P_2$ , кВт	20,7	23,0	12,3	30,0	16,0	9,3	18,4	15,4	13,0	22,0
Частота обертання вихідного вала, $n_2$ , об/хв	360	390	235	245	330	196	175	155	242	194
Передаточне число $u'$ (попереднє значення)	2,0	2,5	3,15	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	4,0	5,0
Термін служби редуктора $t$ , год.	15000	17000	11000	20000	10000	13000	16000	12000	19000	14000
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6
Наявність (відсутність) реверсування										

Схема механізму



1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор з евольвентною циліндричною косозубою передачею

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – строк служби передачі, год;

$N_k = N_\Sigma$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)

$$N_k = N_z = 60 nt;$$

$t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

$$k_n = \frac{T_{2max}}{T_2} \text{ – коефіцієнт перевантаження.}$$

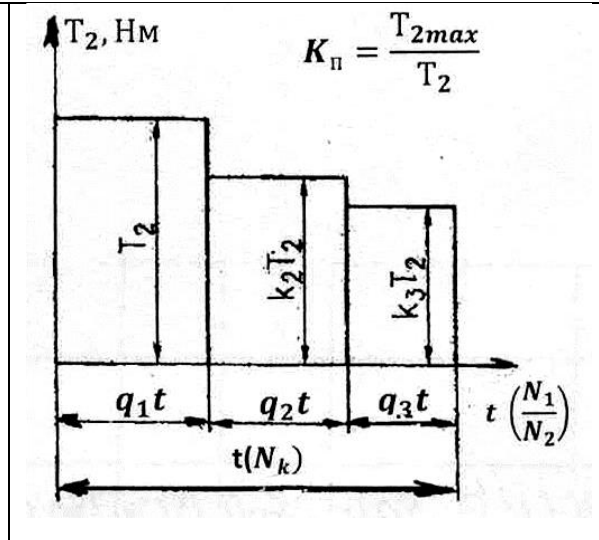
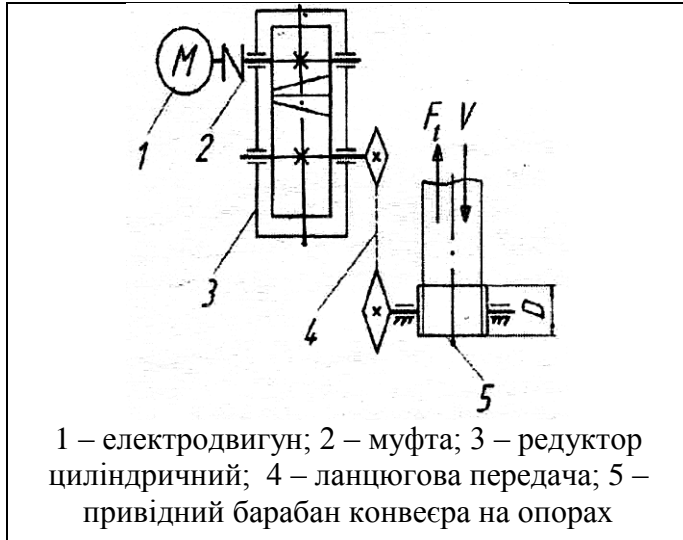
Вихідні дані

В а р і а н т и

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Момент сил опору на вихідному валу $T_3$ , кНм	0,75	1,375	0,5	1,5	0,8	1,2	0,7	1,6	0,65	1,13	
Кутова швидкість руху ланцюга, $\omega_3$ , рад/с	10	8	11	7	13	9	14	6,28	15	12	
Термін служби редуктора $t$ , год.	16000	13000	17000	20000	10000	14000	15000	12000	11000	10000	
Тип паса в пасовій передачі											
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,36	0,37	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,34	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,30	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму

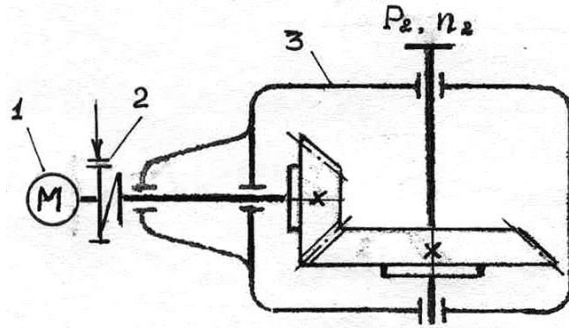
Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

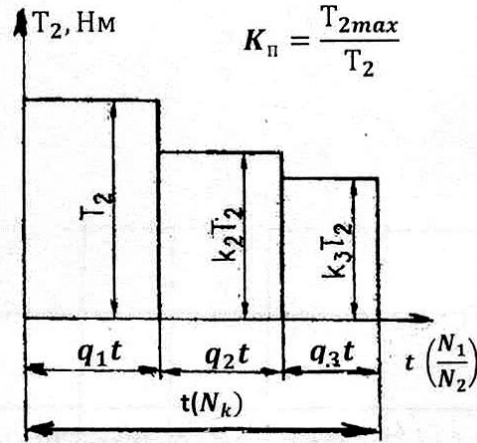
Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху стрічки, $F_t$ , кН	5,5	4,5	7,5	6,5	7,5	5,5	4,5	6,0	7,0	8,0	
Швидкість руху стрічки, $v$ , м/с	1,3	1,5	1,1	1,7	1,8	1,3	1,6	0,9	1,2	1,0	
Діаметр привідного барабана, $D$ , мм	360	380	400	350	400	420	320	300	420	400	
Термін служби редуктора $t$ , год.	12000	11000	13000	18000	16000	14000	17000	15000	10000	11000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму



1 – електродвигун; 2 – муфта з гальмом; 3 – редуктор.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_z$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

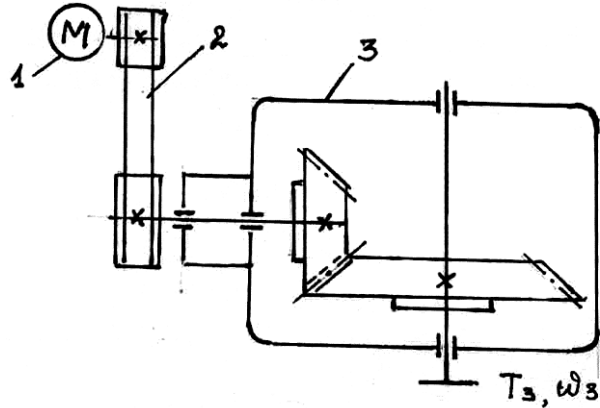
$$k_n = \frac{T_{2max}}{T_2} \text{ – коефіцієнт перевантаження}$$

Вихідні дані

В а р і а н т и

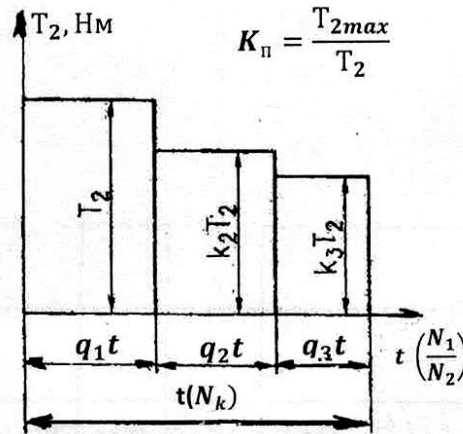
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Потужність моменту на вихідному валу $P_2$ , кВт	18,0	21,0	10,0	8,0	14,0	7,5	16,0	13,0	11,0	9,0	
Частота обертання вихідного вала, $n_2$ , об/хв	360	390	235	245	330	296	275	155	232	290	
Передаточне число $u'$ (попереднє значення)	2,0	2,5	3,15	4,0	2,8	3,55	2,24	4,0	3,15	2,5	
Термін служби редуктора $t$ , год.	10000	15000	11000	9000	12000	16000	14000	17000	13000	11000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,3	0,3	0,25	0,34	0,35	0,4	0,35	0,5	0,3	0,35
	$q_2$	0,35	0,3	0,25	0,33	0,35	0,3	0,35	0,25	0,4	0,3
	$q_3$	0,35	0,4	0,5	0,33	0,3	0,3	0,3	0,25	0,3	0,35
	$k_2$	0,75	0,8	0,9	0,65	0,85	0,75	0,6	0,5	0,8	0,7
	$k_3$	0,5	0,55	0,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,25	0,5	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	2,0	1,7	1,4	1,8	1,3	1,8	1,5	1,9	1,6	1,2	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму



1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор одноступеневий з конічною передачею.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

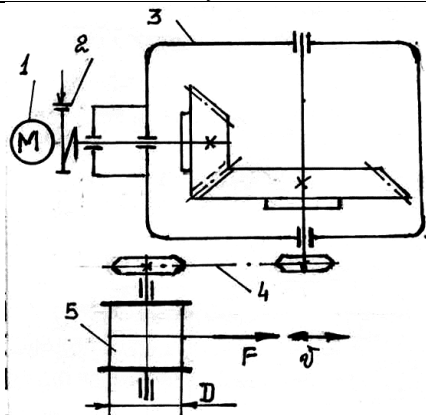
$t$  – строк служби передач, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження

Вихідні дані

В а р і а н т и

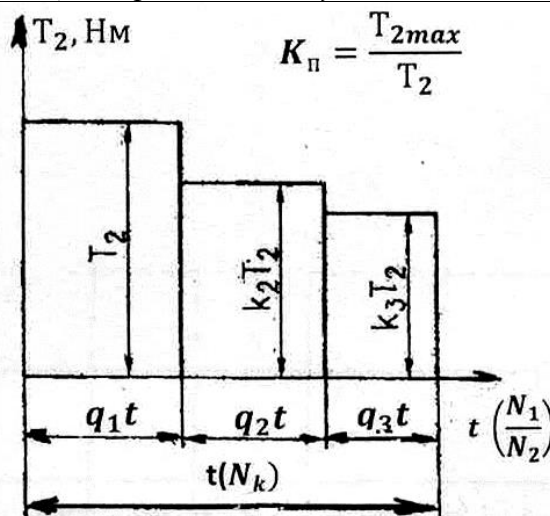
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Момент сил опору на вихідному валу $T_3$ , кНм	0,7	1,0	0,6	0,8	0,9	0,75	0,65	0,55	1,1	1,72	
Кутова швидкість вихідного вала, $\omega_3$ , рад/с	6,0	9,0	12,0	6,28	8,0	10,0	12,5	15,5	7,0	6,33	
Термін служби редуктора $t$ , год.	16000	13000	12000	10000	11000	18000	17000	20000	15000	14000	
Тип паса в пасовій передачі											
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,3	0,3	0,25	0,34	0,35	0,4	0,35	0,5	0,3	0,35
	$q_2$	0,35	0,3	0,25	0,33	0,35	0,3	0,35	0,25	0,4	0,3
	$q_3$	0,35	0,4	0,5	0,33	0,3	0,3	0,3	0,25	0,3	0,35
	$k_2$	0,75	0,8	0,9	0,65	0,85	0,75	0,6	0,5	0,8	0,7
	$k_3$	0,5	0,55	0,6	0,4	0,5	0,5	0,4	0,25	0,5	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	2,0	1,7	1,4	1,8	1,3	1,8	1,5	1,9	1,6	1,2	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму



1 - електродвигун; 2 - муфта з гальмом;  
3 - редуктор; 4 - ланцюгова передача;  
5 - канатний барабан.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

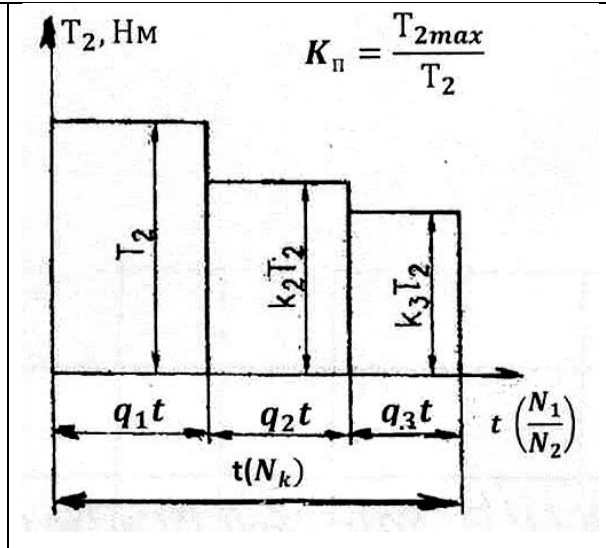
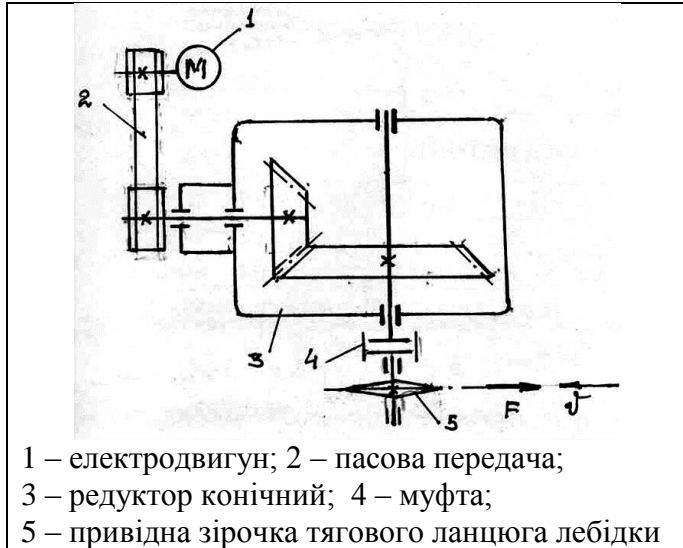
$t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  - відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_{\Sigma} = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  - тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

$$k_n = \frac{T_{2max}}{T_2} - \text{коefficient перевантаження.}$$

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху каната, $F$ , кН	2,9	3,9	5,5	4,2	4,0	5,2	6,0	5,5	6,2	7,2	
Швидкість руху каната, $v$ , м/с	1,0	0,8	0,75	0,8	0,9	0,6	0,5	0,7	0,45	0,4	
Діаметр канатного барабана, $D$ , мм	340	350	420	400	410	440	460	450	460	480	
Термін служби редуктора $t$ , год.	18000	19000	20000	21000	16000	17000	13000	11000	10000	14000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

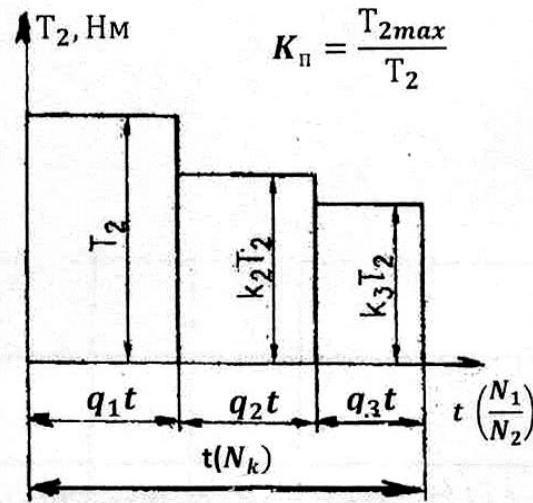
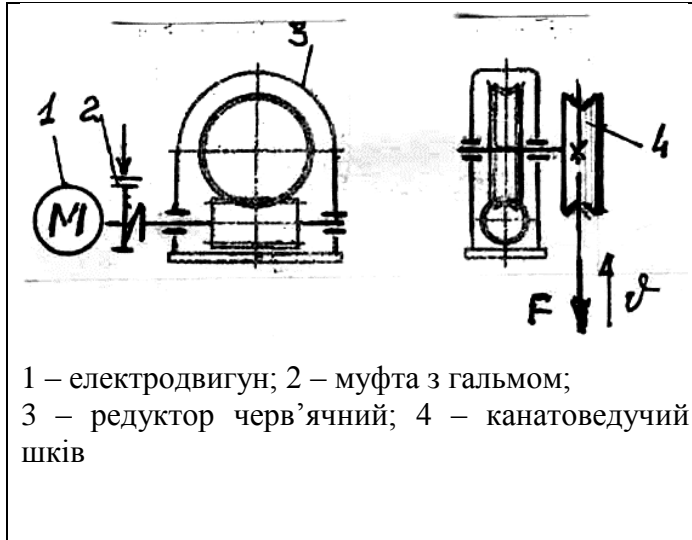


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані		В а р і а н т и										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху ланцюга, $F_t$ , кН		13	12	15	11	14	10	9,0	8,5	9,2	11,5	
Швидкість руху ланцюга, $v$ , м/с		0,5	0,75	0,45	0,8	0,6	0,9	0,65	0,55	0,7	0,6	
Діаметр дільний привідної зірочки лебідки, $D$ , мм		665,0	577,8	831,0	614,1	643,6	822,3	640,8	462,6	513,1	767,4	
Тип паса в пасовій передачі												
Термін служби редуктора $t$ , год.		16000	15000	12000	19000	11000	14000	17000	13000	18000	13000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)		$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
		$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
		$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
		$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
		$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$		1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування												

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

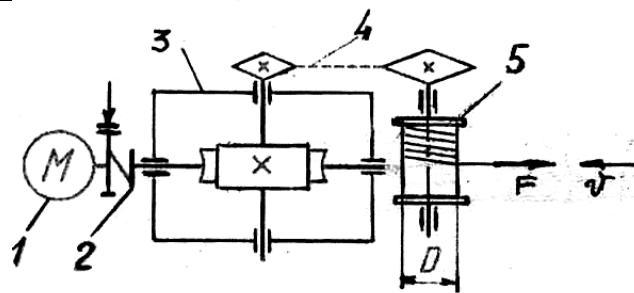


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}$ ;  $k_i = \frac{T_i}{T_2}$ ,  $k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_z$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

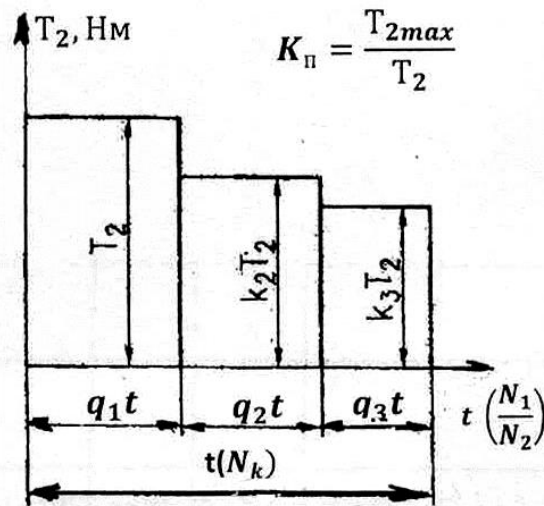
Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила натягу каната, $F$ , кН	3,10	3,0	3,375	3,5	6,5	7,0	9,8	2,9	3,0	2,9	
Швидкість руху каната, $v$ , м/с	0,65	0,71	1,0	1,4	1,0	1,4	1,0	0,75	1,2	0,8	
Діаметр канатоведучого шківa, $D$ , мм	770	800	800	930	930	950	950	770	800	770	
Термін служби редуктора $t$ , год.	16000	15000	12000	21000	20000	14000	17000	18000	14000	19000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема механізму

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



1 – електродвигун; 2 – муфта з гальмом;  
3 – редуктор черв'ячний; 4 – ланцюгова передача; 5 – канатний барабан на опорах.



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – строк служби передачі, год;

$N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;

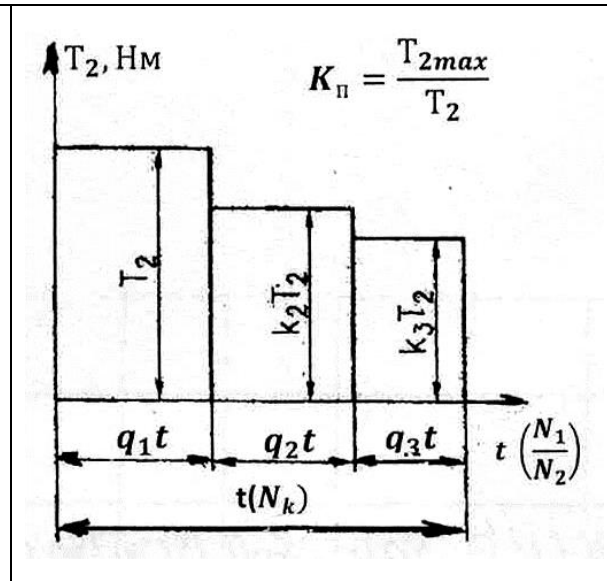
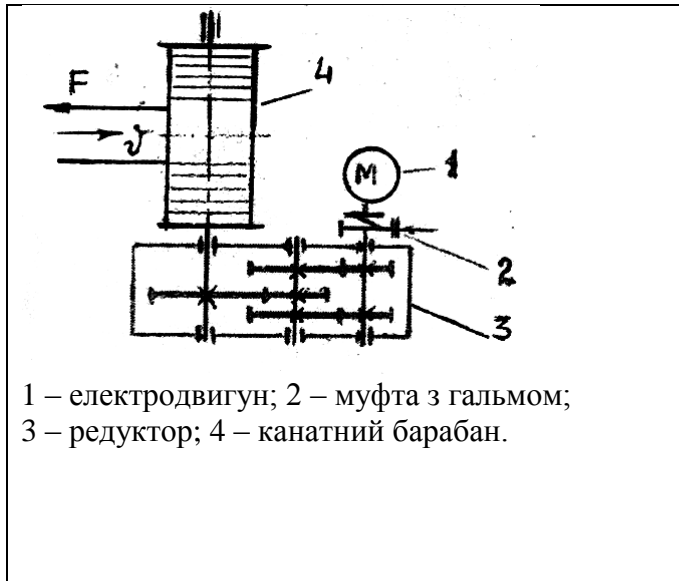
$t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

$k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху стрічки, $F$ , кН	7,5	8,5	6,5	8,0	9,0	4,5	5,0	6,0	7,0	9,5	
Швидкість руху стрічки, $v$ , м/с	0,75	0,5	0,55	0,4	0,7	1,4	1,2	1,0	0,9	0,6	
Діаметр привідного барабану, $D$ , мм	350	350	300	440	450	320	340	360	380	420	
Термін служби редуктора $t$ , год.	20000	18000	16000	21000	17000	14000	16000	12000	13000	14000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження, $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

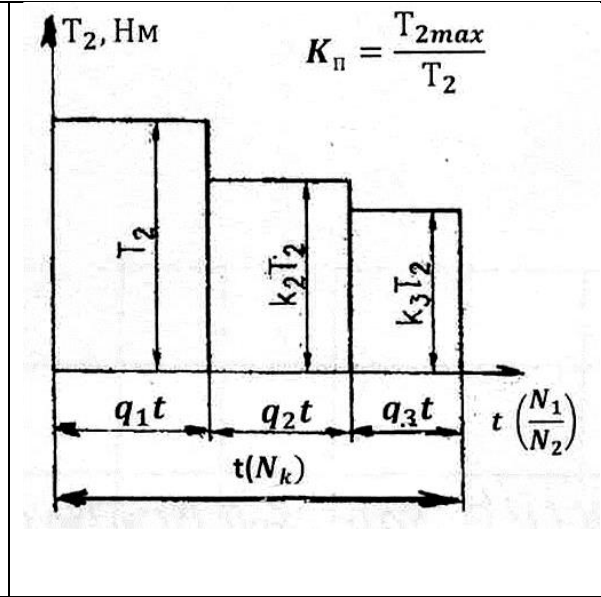
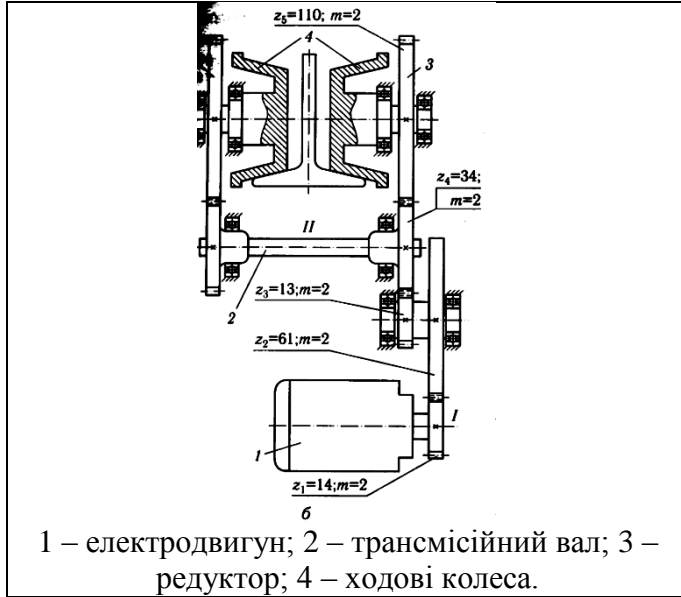


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила натягу робочої вітки каната, $F$ , кН	7,0	13,0	10,0	15,0	8,0	12,0	14,0	20,0	25,0	16,0	
Швидкість намотування каната, $v$ , м/с	0,35	0,28	0,3	0,33	0,4	0,3	0,27	0,25	0,3	0,35	
Діаметр канатного барабана, $D$ , мм	0,32	0,42	0,38	0,46	0,36	0,4	0,44	0,5	0,52	0,48	
Термін служби редуктора $t$ , год.	15000	17000	11000	20000	10000	13000	16000	12000	19000	14000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

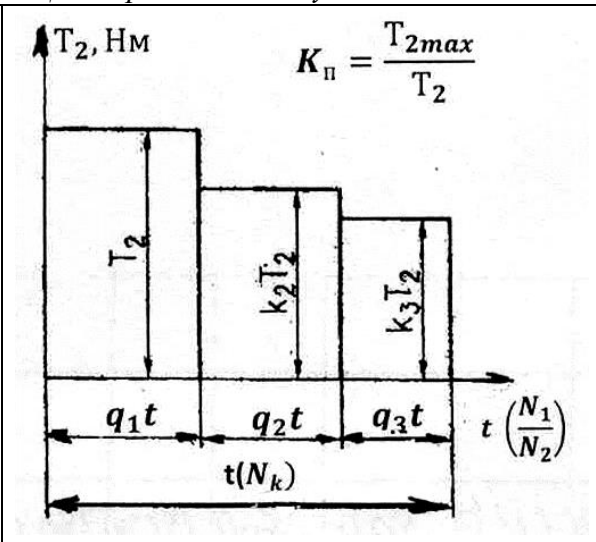
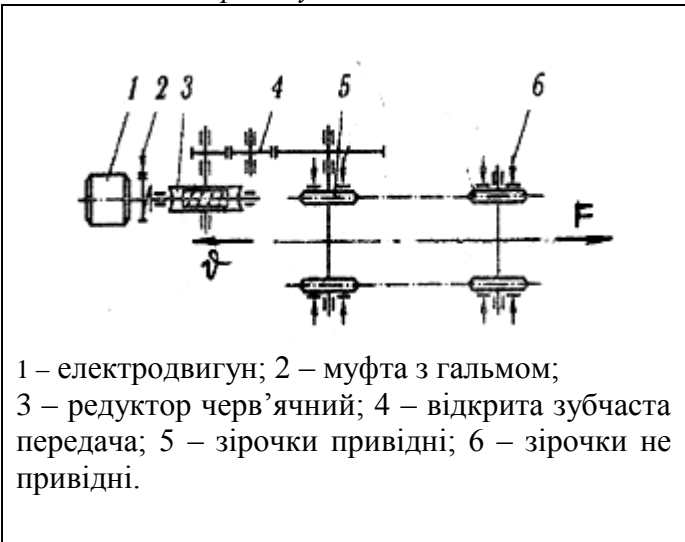


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_z$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору пересуванню електроталю, $F$ , кН	1,0	1,2	1,5	1,8	1,1	1,7	1,9	2,0	2,1	2,5	
Швидкість руху електроталю, $v$ , м/с	0,45	0,4	0,36	0,33	0,38	0,41	0,4	0,35	0,38	0,32	
Діаметр ходових коліс, $D$ , мм	0,15	0,15	0,175	0,175	0,15	0,175	0,175	0,2	0,2	0,2	
Термін служби редуктора $t$ , год.	12000	13000	10000	21000	14000	15000	18000	10000	12000	14000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

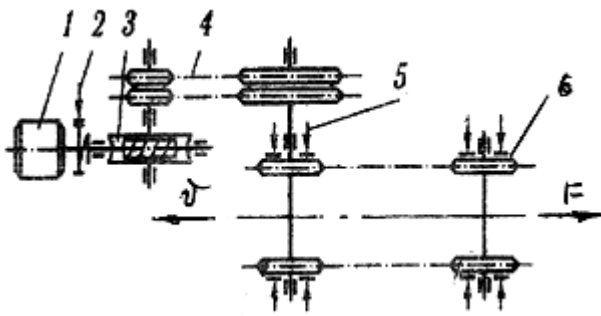


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

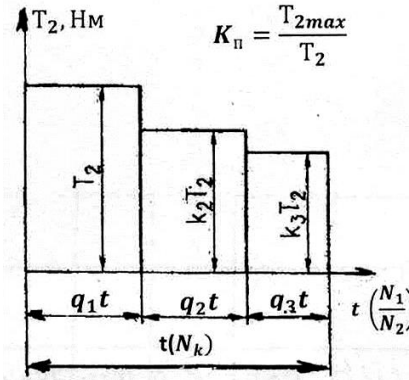
Вихідні дані		Варіанти										
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху тягових ланцюгів, F, кН		90	45	110	35	40	85	60	78	100	114	
Швидкість руху ланцюга, v, м/с		0,5	0,6	0,7	0,75	0,55	0,65	0,75	0,6	0,7	0,75	
Діаметр привідної зірочки, D, мм		649,3	734,7	863,0	564,7	820,2	606,7	777,4	863,0	905,8	961,9	
Термін служби редуктора t, год.		12000	15000	17000	14000	13000	15000	18000	19000	20000	21000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)		$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
		$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
		$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
		$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
		$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_{\Pi}$		1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування												

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



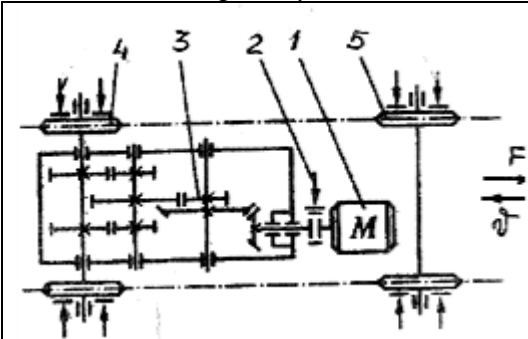
1 - електродвигун; 2 - муфта з гальмом; 3 - редуктор черв'ячний; 4 - ланцюгова передача; 5 - зірочки привідні; 6 - зірочки не привідні.



$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}$ ;  $k_i = \frac{T_i}{T_2}$ ,  $k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  - відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  - тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень) ;  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

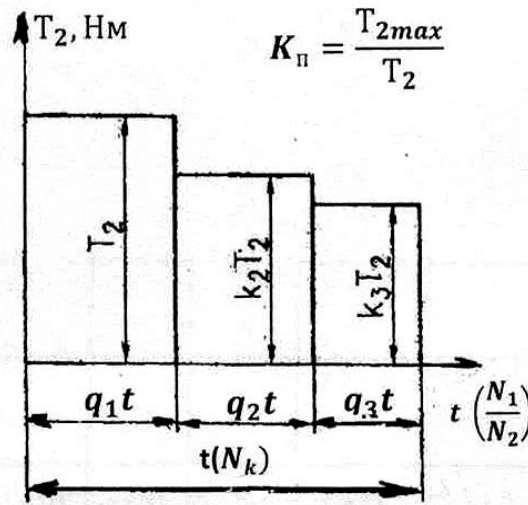
Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху тягових ланцюгів, F, кН	27	30	35	25	28	31	37	29	40	45	
Швидкість руху ланцюгів, v, м/с	0,7	0,75	0,6	0,75	0,5	0,75	0,6	0,75	0,5	0,75	
Діаметр привідної зірочки, D, мм	734,7	649,3	564,7	820,2	606,7	777,4	905,8	691,7	863,0	961,9	
Термін служби редуктора t, год.	11000	10000	12000	13000	14000	16000	15000	19000	12000	20000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу



1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор конічно-циліндричний; 4 зірочки привідні; 5 – зірочки не привідні.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – строк служби передачі, год;

$N_k = N_z$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;

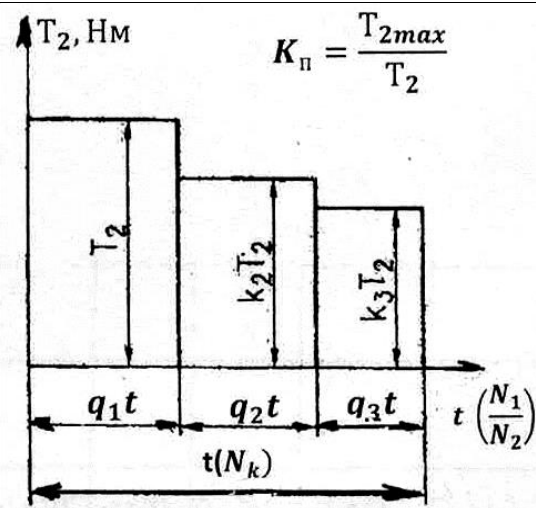
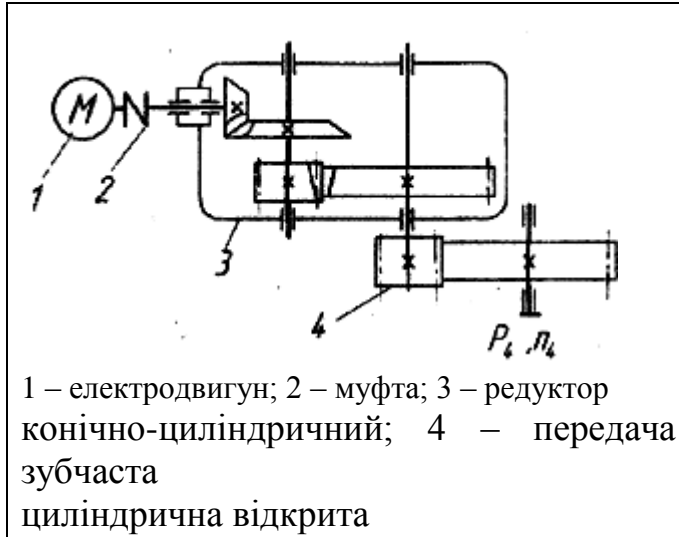
$t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

$k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху тягових ланцюгів, F, кН	37	40	47	52	55	61	67	75	80	95	
Швидкість руху ланцюгів, v, м/с	0,75	0,7	0,65	0,55	0,75	0,65	0,7	0,57	0,63	0,75	
Діаметр привідної зірочки, D, мм	564,7	649,3	734,7	777,4	606,7	863,0	691,7	961,9	905,8	820,2	
Термін служби редуктора t, год.	13000	18000	17000	21000	19000	23000	10000	14000	15000	24000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

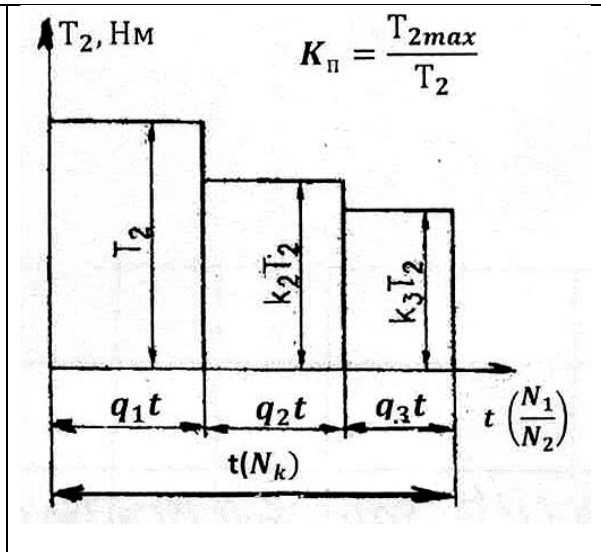
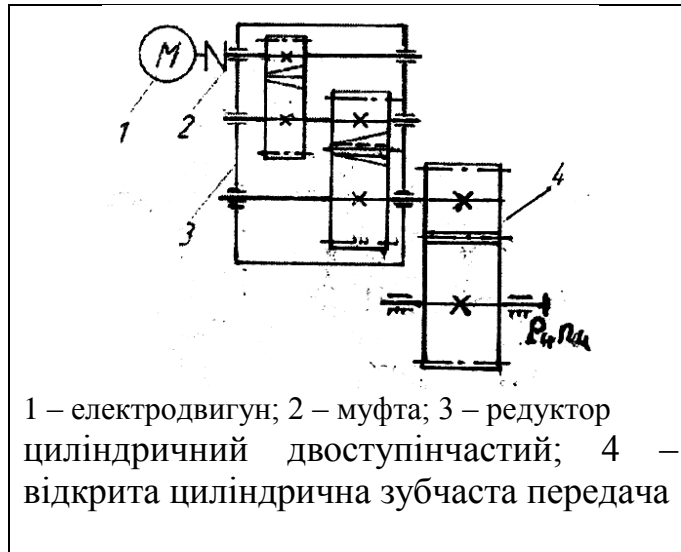


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2\text{max}}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Потужність моменту на вихідному валу, $P_4$ , кВт	4,5	6,0	2,8	3,7	11,0	8,0	5,5	7,0	9,5	10,0	
Частота обертання вихідного вала $n_4$ , об/хв.	35	42	38	47	52	28	40	50	60	36	
Термін служби редуктора $t$ , год.	30000	27000	21000	20000	18000	19000	17000	15000	14000	13000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_{\text{п}}$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

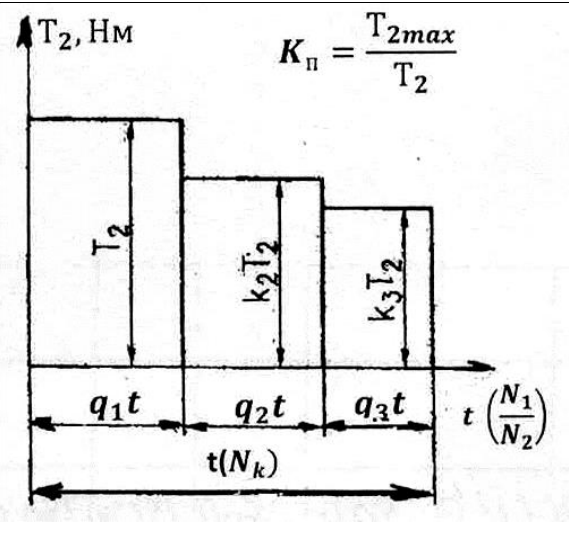
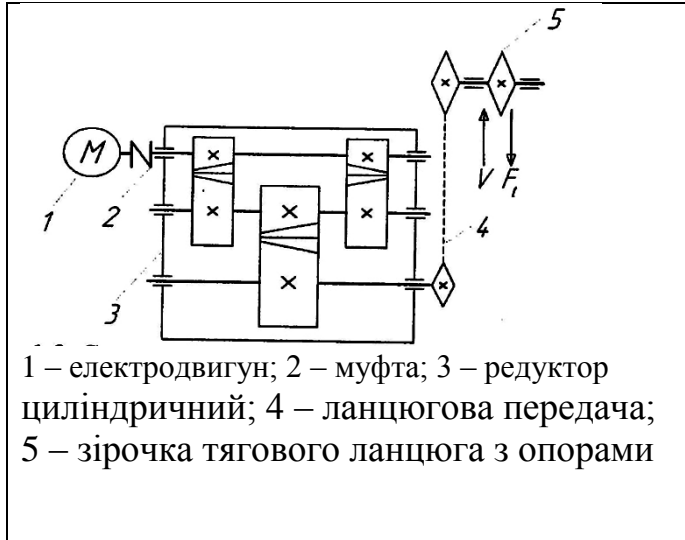


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Потужність моменту на вихідному валу, $P_4$ , кВт	3,5	9,0	4,0	7,5	3,0	11,0	5,0	4,5	6,0	8,0	
Частота обертання вихідного валу, $n_4$ , об/хв.	17	21	19	25	15	30	13	41	20	15	
Термін служби редуктора $t$ , год.	19000	16000	14000	22000	20000	23000	19000	15000	18000	24000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

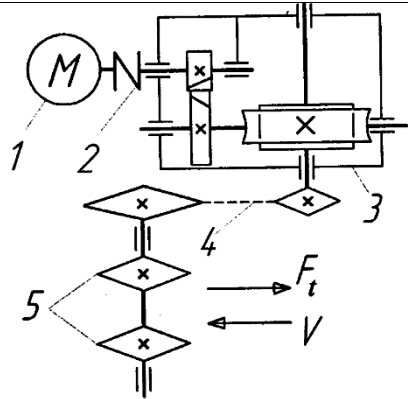
Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

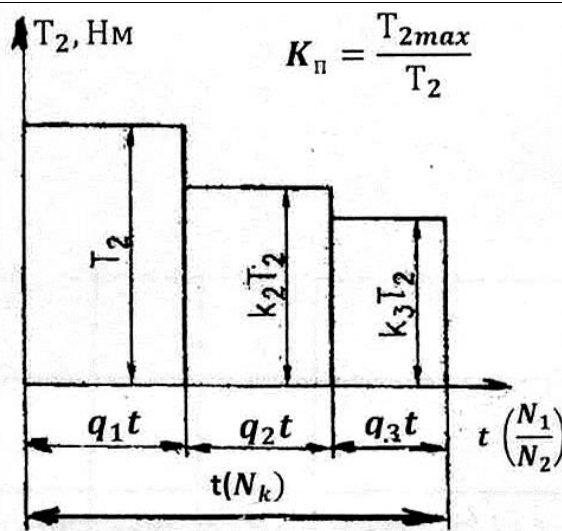
Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху ланцюга, $F_t$ , кН	16	14,5	14	13	12,5	12	17,5	14	11,0	19	
Швидкість руху ланцюга, $v$ , м/с	0,75	0,70	0,80	0,85	0,65	0,85	0,75	0,60	0,65	0,70	
Діаметр привідної зірочки, $D$ , мм	621,1	640,8	577,8	514,7	388	514,7	831	767/4	621,1	822,3	
Термін служби редуктора $t$ , год.	13000	14000	15000	21000	16000	17000	18000	19000	18000	24000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу



1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – редуктор зубчато-черв'ячний; 4 – ланцюгова передача; 5 – зірочки тягового ланцюга з опорами

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



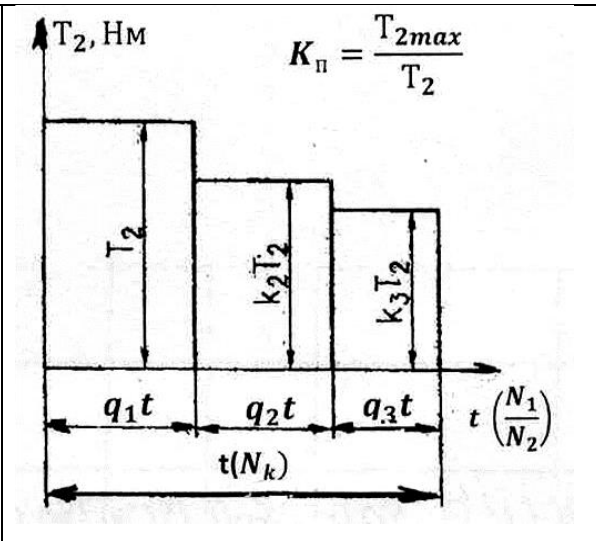
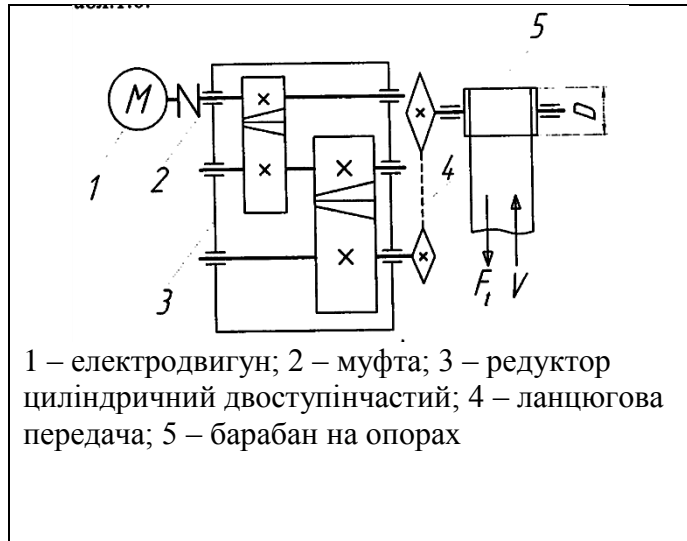
$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_{\Sigma} = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху ланцюга, $F_t$ , кН	9,0	11,0	10,0	8,0	7,0	10,0	11,0	9,0	13,0	6,0	
Швидкість руху ланцюга, $v$ , м/с	0,65	0,75	0,55	0,85	0,75	0,60	0,65	0,55	0,65	0,75	
Діаметр привідної зірочки, $D$ , мм	564,1	479,2	521,6	606,7	649,4	691,0	709,9	833,7	777,4	820,2	
Термін служби редуктора $t$ , год.	13000	14000	12000	11000	18000	19000	20000	22000	17000	24000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

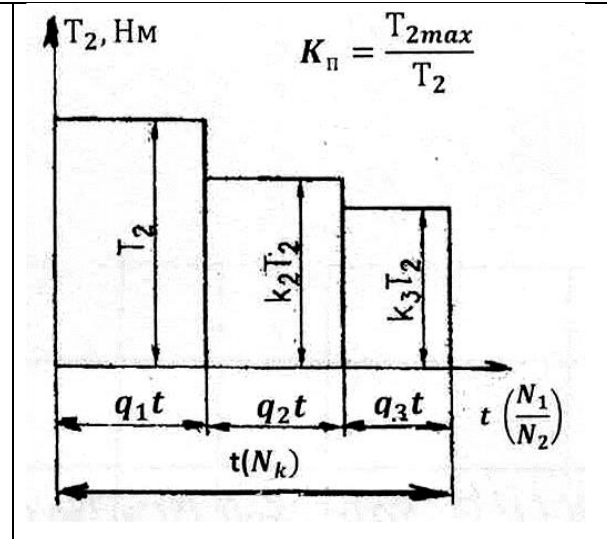
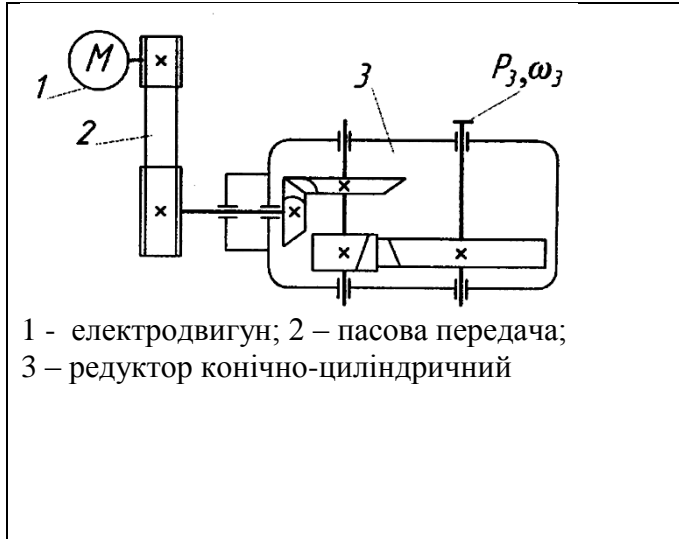


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху стрічки, $F_t$ , кН	6,5	7,7	8,4	9,5	13,0	5,4	7,5	8,5	7,2	6,8	
Швидкість руху стрічки, $v$ , м/с	1,0	1,2	0,8	1,0	1,2	1,3	1,4	1,0	1,2	0,8	
Діаметр привідного барабана, $D$ , мм	360	380	400	420	400	340	300	420	380	320	
Термін служби редуктора $t$ , год.	12000	13000	14000	21000	15000	15000	17000	18000	17000	24000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

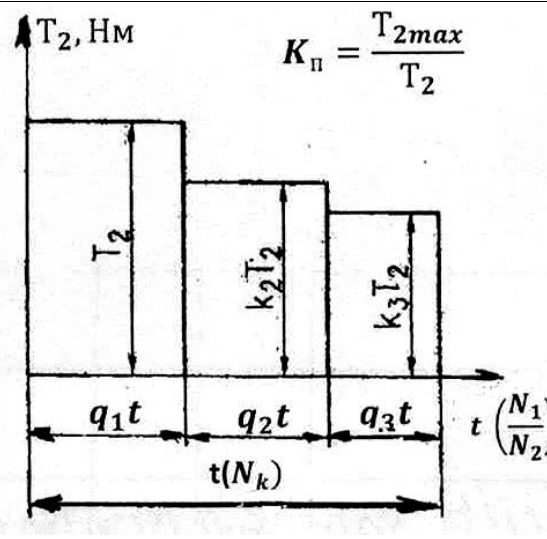
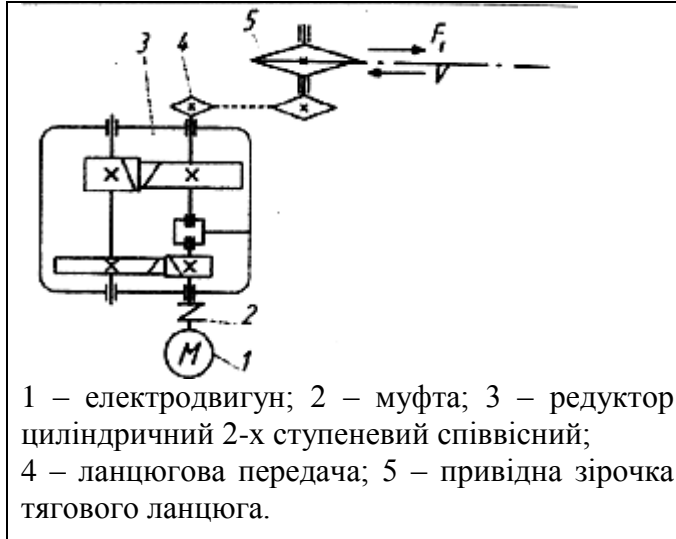


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Потужність моменту на вихідному валу $P_3$ , кВт	3,9	5,0	4,8	7,0	6,4	11,0	9,2	5,3	4,5	5,7	
Кутова швидкість вихідного вала, $\omega_3$ , рад/с	4,2	4,5	4,0	5,0	6,0	5,5	6,5	5,5	8,8	7,0	
Тип паса											
Термін служби редуктора $t$ , год.	15000	17000	11000	20000	10000	13000	16000	12000	19000	14000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_{\Pi}$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

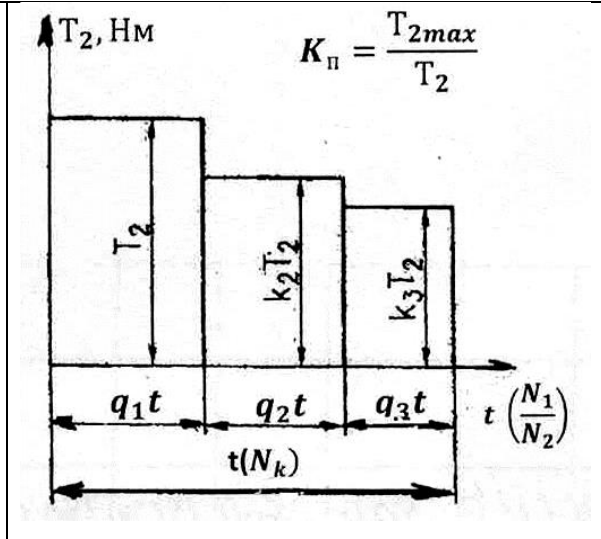
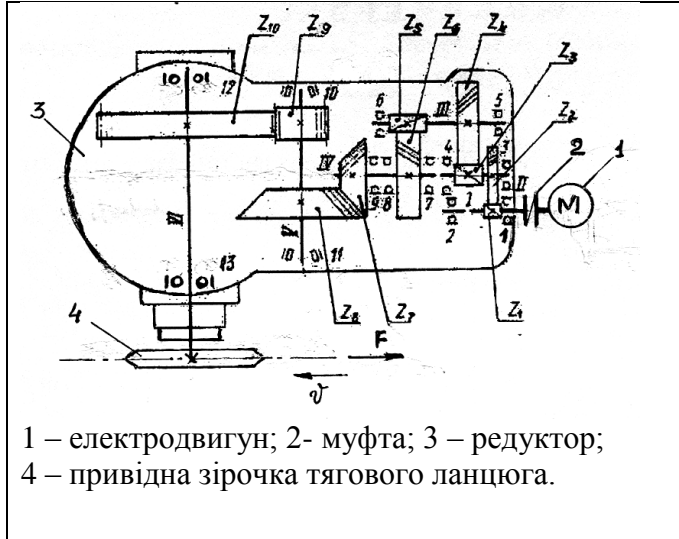


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – строк служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху ланцюга, $F_t$ , кН	7,9	12,0	6,8	9,0	10,0	11,0	8,2	6,3	7,4	5,5	
Швидкість руху ланцюга, $v$ , м/с	0,52	0,65	0,60	0,70	0,65	0,50	0,65	0,75	0,68	0,80	
Діаметр привідної зірочки, $D$ , мм	514,7	831,0	640,8	767,4	822,3	831,0	514,7	621,1	388,0	621,1	
Термін служби редуктора $t$ , год.	20000	16000	12000	19000	11000	14000	15000	13000	18000	15000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

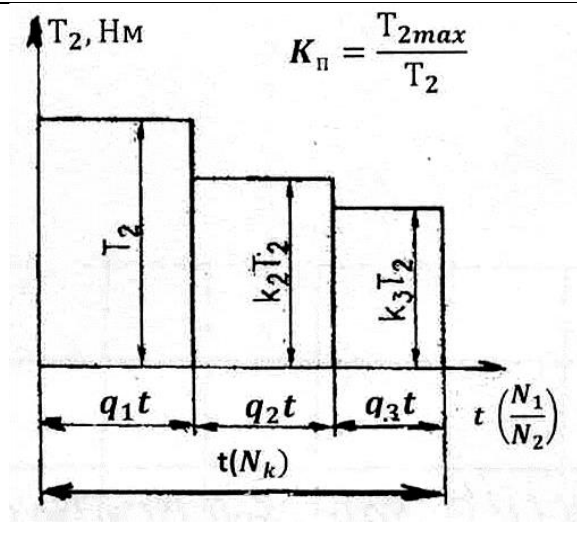
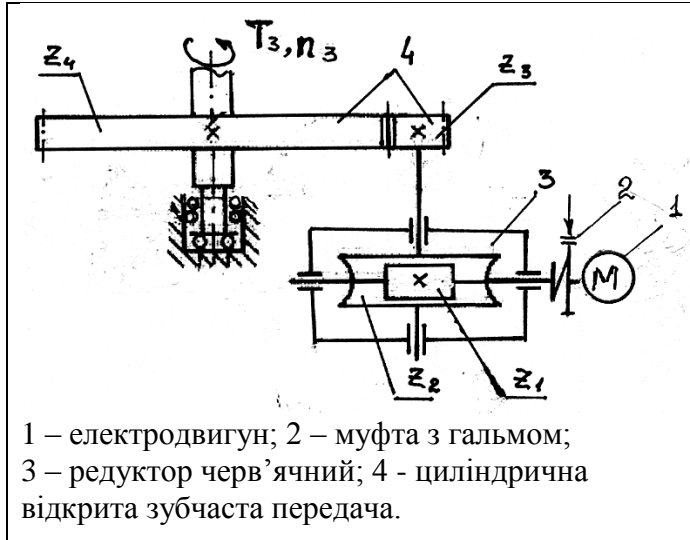


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – с трок служби передачі, год;  
 $N_k = N_z$ - відповідне заданому строку служби число циклів переми навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$ - тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень) ;  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	Варіанти										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху ланцюга, $F$ , кН	15,0	14,0	16,0	17,0	12,0	12,5	11,0	10,0	13,0	14,6	
Швидкість руху ланцюга, $v$ , м/с	0,3	0,37	0,32	0,4	0,45	0,43	0,35	0,46	0,4	0,33	
Діаметр привідної зірочки, $D$ , мм	1021, 5	831,0	1025, 1	1274, 7	831,0	923,9	822,3	831,0	1025, 1	1021, 5	
Термін служби редуктора $t$ , год.	25000	21000	22000	23000	24000	25000	19000	18000	17000	16000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора

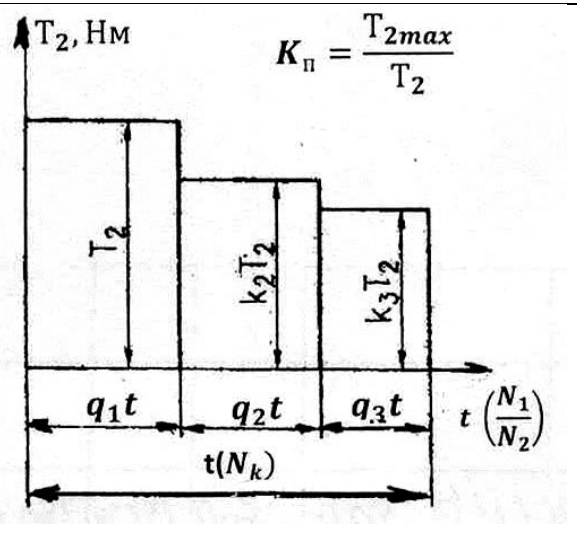
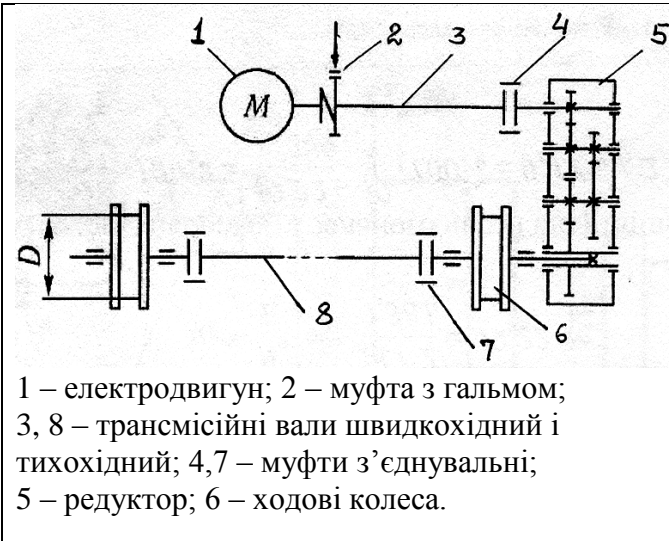


$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}$ ;  $k_i = \frac{T_i}{T_2}$ ,  $k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – с трок служби передач, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  - відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_\Sigma = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$ - тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень) ;  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Момент сил опору повертання, $T_3$ , кНм	70	65	67	63	75	73	62	58	64	60	
Частота обертання, $n_3$ , об/хв	0,9	1,0	0,8	0,85	0,9	1,0	1,1	1,2	1,0	1,2	
Термін служби редуктора $t$ , год.	19000	20000	17000	21000	18000	16000	15000	14000	13000	12000	
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема приводу

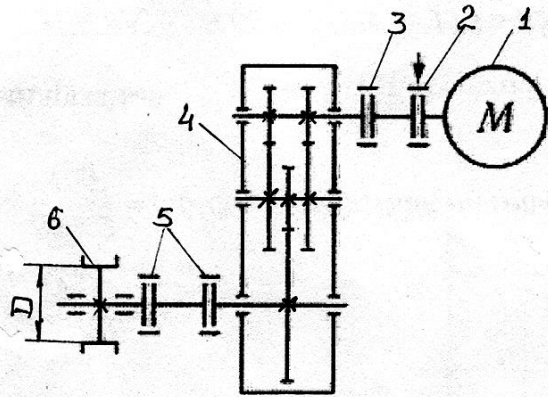
Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$   
 $t$  – трок служби передачі, год;  
 $N_k = N_{\Sigma}$  – відповідне заданому строку служби число циклів переміни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);  
 $k_n = \frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

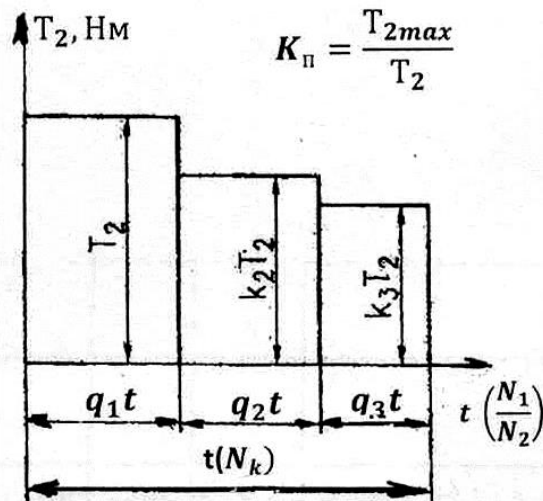
Вихідні дані	В а р і а н т и										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Сила опору руху, $F$ , кН	7,5	5,5	6,0	6,5	5,0	7,8	5,3	8,0	8,3	7,0	
Швидкість руху, $v$ , м/с	0,6	0,75	0,7	0,65	0,8	0,7	0,63	0,6	0,68	0,66	
Діаметр привідної колеса, $D$ , мм	250	200	250	250	200	250	200	250	250	250	
Термін служби редуктора, $t$ , год.	25000	27000	21000	22000	19000	18000	17000	16000	15000	24000	
Значення коефіцієнти (на циклограмі)	$q_1$	0,35	0,33	0,3	0,34	0,3	0,4	0,25	0,35	0,3	0,33
	$q_2$	0,35	0,33	0,3	0,33	0,35	0,3	0,5	0,3	0,4	0,34
	$q_3$	0,3	0,34	0,4	0,33	0,35	0,3	0,25	0,35	0,3	0,33
	$k_2$	0,8	0,7	0,85	0,8	0,9	0,75	0,8	0,7	0,8	0,75
	$k_3$	0,6	0,5	0,6	0,55	0,7	0,5	0,5	0,5	0,55	0,5
Коефіцієнт короткочасного перевантаження $K_n$	1,7	1,4	1,9	1,3	1,6	1,8	1,2	1,5	1,8	1,6	
Наявність (відсутність) реверсування											

Схема редуктора



1 – електродвигун; 2 – муфта з гальмом;  
3, 5 – муфти; 4 – редуктор; 6 – ходові  
колеса.

Циклограма моменту  $T_2$ , Н·м, на вихідному валу редуктора



$$q_i = \frac{t_i}{t} = \frac{N_i}{N_k}; k_i = \frac{T_i}{T_2}, k_1 = 1,0, k_2, \dots, k_n < 1,0$$

$t$  – с трок служби передачі, год;  
 $N_k = N_\Sigma$  – відповідне заданому строку служби число циклів переіни навантажень (напружень)  $N_k = N_z = 60 nt$ ;  
 $t_i, N_i$  – тривалість дії, год, навантаження (напруження)  $i$ -го рівня та відповідне їй число циклів зміни цих навантажень (напружень);

$$k_n =$$

$\frac{T_{2max}}{T_2}$  – коефіцієнт перевантаження.

Вихідні дані

В а р і а н т и

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила опору пересування, $F$ , кН		9,5	10,0	11,0	8,5	12,0	10,5	11,5	13,0	12,5	14,0
Швидкість пересування, $v$ , м/с		0,80	0,75	0,75	0,65	0,74	0,68	0,76	0,57	0,65	0,55
Діаметр привідного колеса, $D$ , мм		250	300	300	250	350	250	250	300	300	350
Термін служби редуктора $t$ , год.		20000	21000	19000	18000	16000	17000	22000	15000	14000	19000
Значення коефіцієнтів (на циклограмі)	$q_1$	0,3	0,3	0,25	0,35	0,4	0,25	0,5	0,33	0,2	0,3
	$q_2$	0,3	0,4	0,25	0,3	0,3	0,5	0,25	0,33	0,2	0,35
	$q_3$	0,4	0,3	0,5	0,35	0,3	0,25	0,25	0,34	0,6	0,35
	$k_2$	0,7	0,8	0,85	0,75	0,9	0,75	0,65	0,5	0,8	0,75
	$k_3$	0,5	0,6	0,5	0,6	0,6	0,5	0,4	0,3	0,5	0,6
Коефіцієнт короточасного перевантаження $K_n$		1,4	1,8	1,5	1,3	1,2	1,9	2,0	1,7	1,6	1,8
Наявність (відсутність) реверсування											

**Додаток Б. Календарний план виконання курсового проекту з кредитного модуля (дисципліни) «Деталі машин»**

№ п. п.	Зміст завдання (етапу КП)	Виконання		Відмітки	
		термін	ваговий бал	виконано %	одержані бали
1.	Організаційний етап: видача завдання, мета і задачі КП; організація роботи	2.02...9.02	-		
2.	Узагальнений силовий (енергетичний) і кінематичний розрахунок привідного механізму	10.02...1.03	9,0		
3.	Розрахунок і конструювання передач із гнучким елементом (зв'язком) – клинопасової або ланцюгової, згідно із завданням	2.03...20.04	9,0		
4.	Розрахунок зубчастої (черв'ячної) передачі	21.04...1.05	9,0		
5.	Розрахунки і конструювання валів редуктора	2.05...20.05	9,0		
6.	Розрахунки і конструювання опори валів редуктора з підшипниками кочення. Вибір підшипників по динамічній вантажопідйомності	21.05...1.06	9,0		
7.	Розроблення 3D моделі зубчастого (черв'ячного) редуктора	2.09...20.09	9,0		
8.	Розроблення 3D моделі привідного механізму	21.09...10.10	9,0		
9.	Розроблення	11.10...01.11	9,0		

	складального креслення зубчастого (черв'ячного) редуктора				
10.	Розроблення креслення загального виду привідного механізму	02.11...20.11	9,0		
11.	Розроблення (оформлення) робочих креслень деталей	21.11...01.12	-		
12.	Етап оформлення текстових документів (ПЗ, СП) і графічної частини	02.12...17.12	9,0		
13.	Захист КП	18.12...30.12	10		

## Додаток В. Типові приклади виконання графічної частини проекту

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

Листів: 1

ММ11.416113.01.00

√6,3 (√)

Модуль нормальний	$m_n$	5
Число зубів	$z$	20
Кут нахилу лінії зубців	$\beta$	$10^\circ 11'$
Напрямок лінії зубців		
Вихідний контур		ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	$x$	
Ступінь точності		9
Довжина спільної нормалі	$W$	
Дільний діаметр	$d$	101,613
Середнє діаметр колеса	$N^\circ$	
	Число зубів	$z$ 104
Міжосьова відстань	$a_w$	315

Не вказані відхилення розмірів:  
отвори H12  
вали h12  
решта IT12/2

Ізв.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата					
Розроб.		Богиня К.О.							
Проб.		Грищенко В.В.							
Контр.									
Н.контр.									
Знак.		Горбатенко Ю.І.							

MM11.4.16.113.01.01

Лист. примеч.

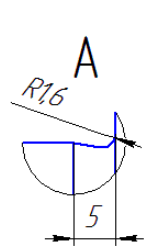
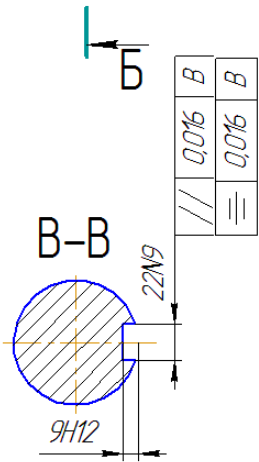
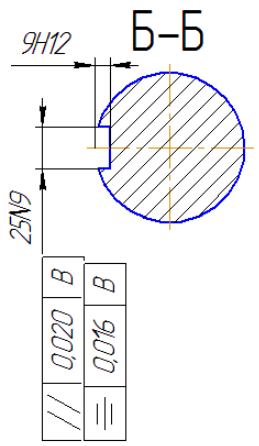
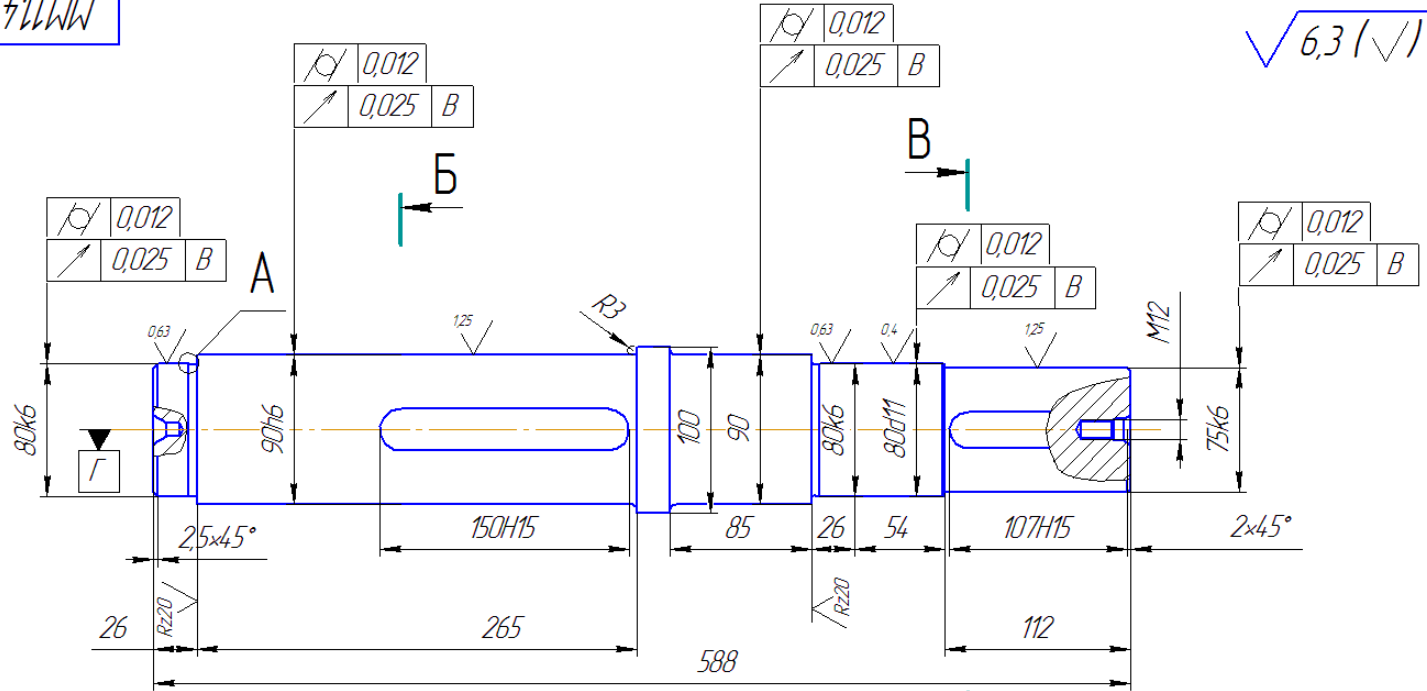
Строч. №

Лист. и дата

Взам. инв. № Инв. № дубл.

Лист. и дата

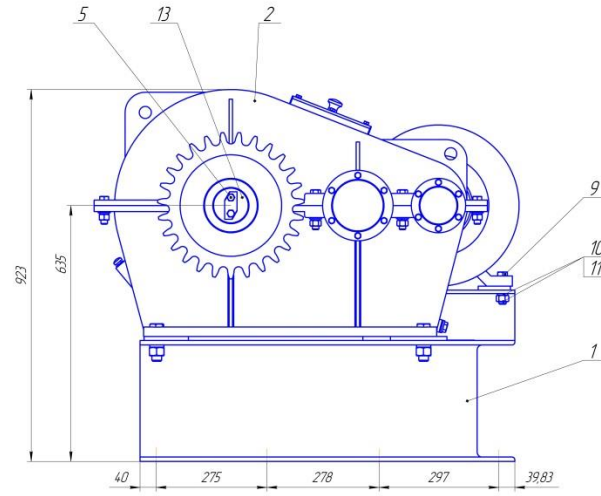
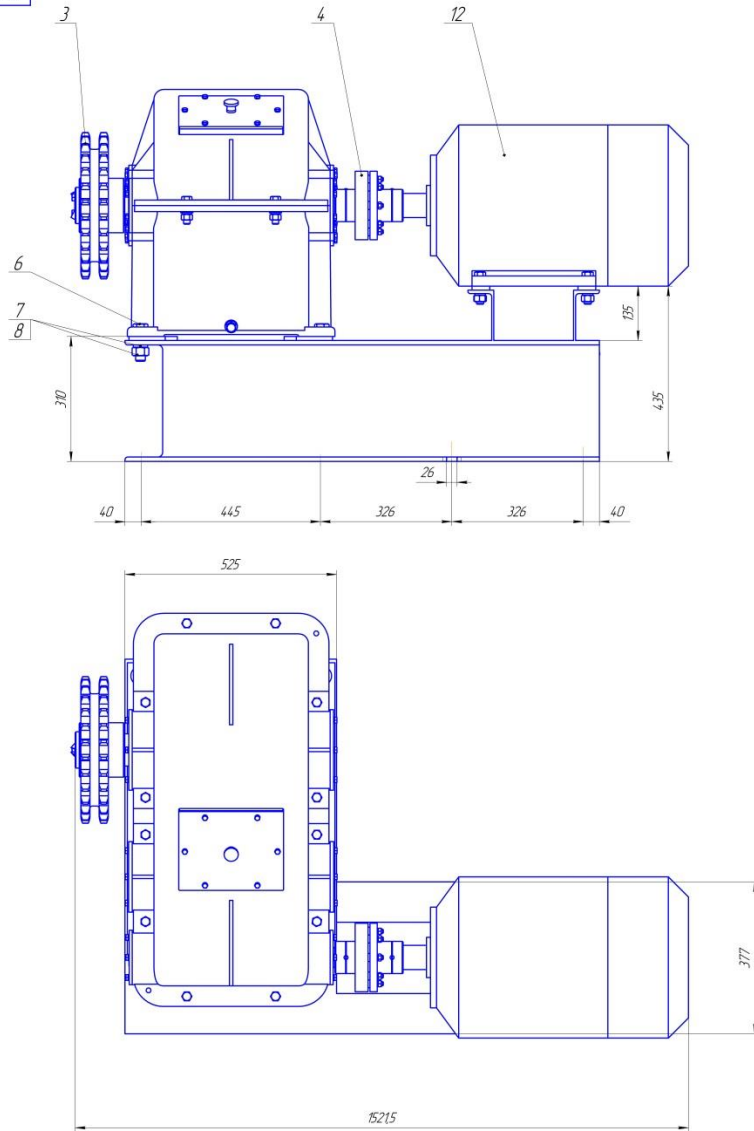
Инв. № подл.



Не вказані відхилення розмірів:  
отвори H12  
вали h12  
решта IT12/2

				MM11.4.16.113.01.01		
Лист	Масса	Масштаб				
1	26,23	1:2				
			Лист		Листов 1	
			Сталь 40ХН ГОСТ 1050-88		НТУУ"КПІ", ММІ	
			Копировал		Формат А3	

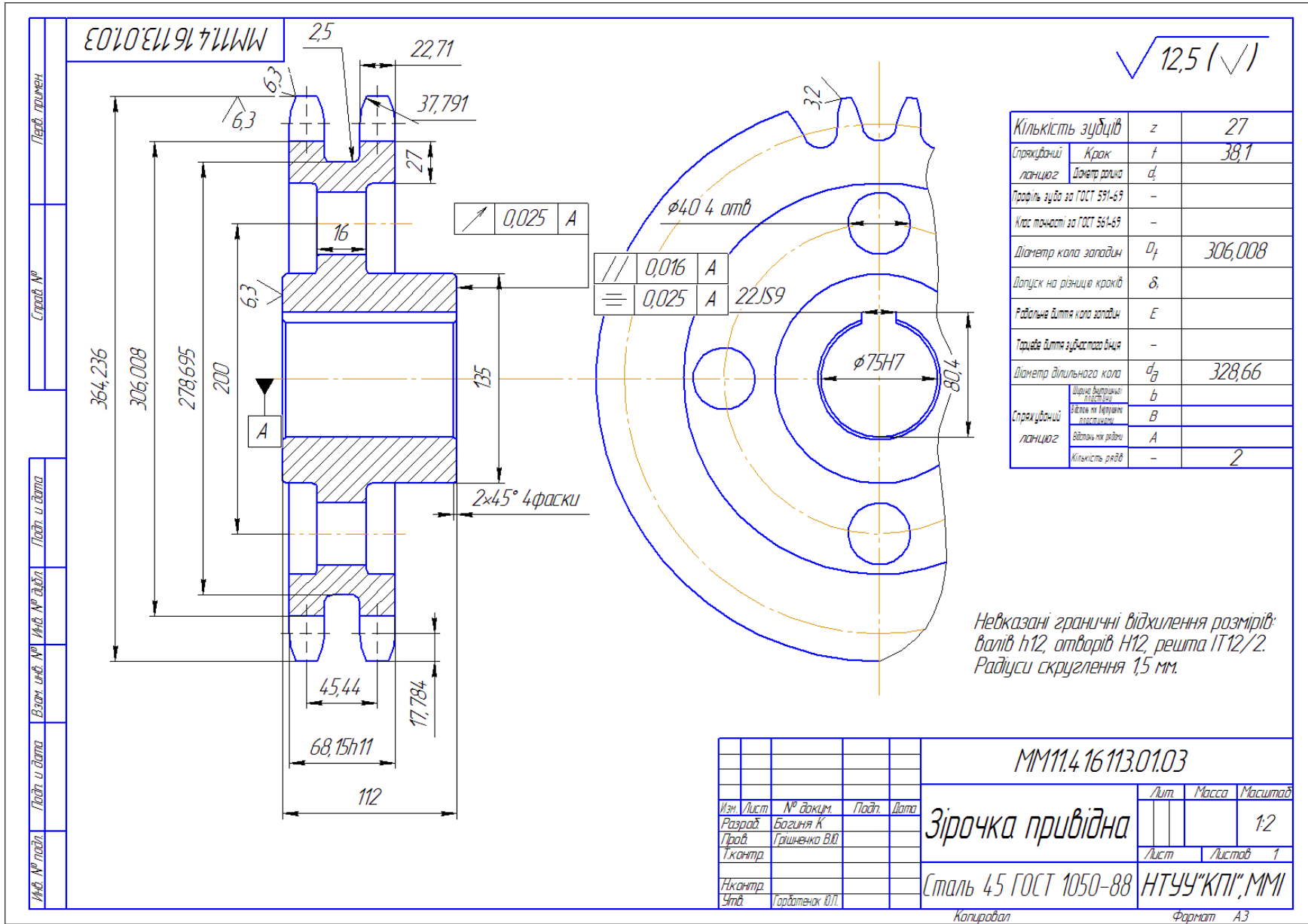
ММ11.4.16.113.00.В3



Розміри для довідок.  
 Співвіднось валив двигуна і редуктора  
 забезпечити набором регульовальних шайб.

Лист 1 з 1  
 ММ11.4.16.113.00.В3  
 Додаток А  
 Додаток А  
 Додаток А

				ММ11.4.16.113.00.В3		
Мен. Зупин	М. Лисак	Робот	Зупин	Лист	Резерв	Резерв
Резерв	Богдан К.О.					15
Резерв	Дмитро Б.В.			Лист	Листів	7
Резерв						
Начальник	Сидоренко О.І.			НТУУ "КПІ" ММІ		
Міст				Копія/Відскан		



Кількість зубців	<i>z</i>	27
Стрижубовий ланцюг	Крок	38,1
	Діаметр ролика	<i>d<sub>g</sub></i>
Профіль зуба за ГОСТ 591-69	-	
Клас точності за ГОСТ 561-69	-	
Діаметр кола западин	<i>D<sub>f</sub></i>	306,008
Допуск на різницю кроків	<i>δ<sub>i</sub></i>	
Радіальне біття кола западин	<i>E</i>	
Торцеве біття зубчастого вичня	-	
Діаметр дільного кола	<i>d<sub>d</sub></i>	328,66
Штанна випробувальна пристрій	<i>b</i>	
	<i>V</i>	
Стрижубовий ланцюг	Відстань між рядами	<i>A</i>
	Кількість рядів	2

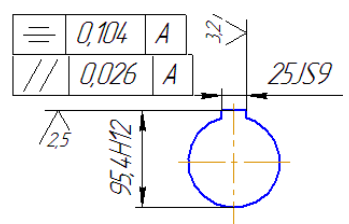
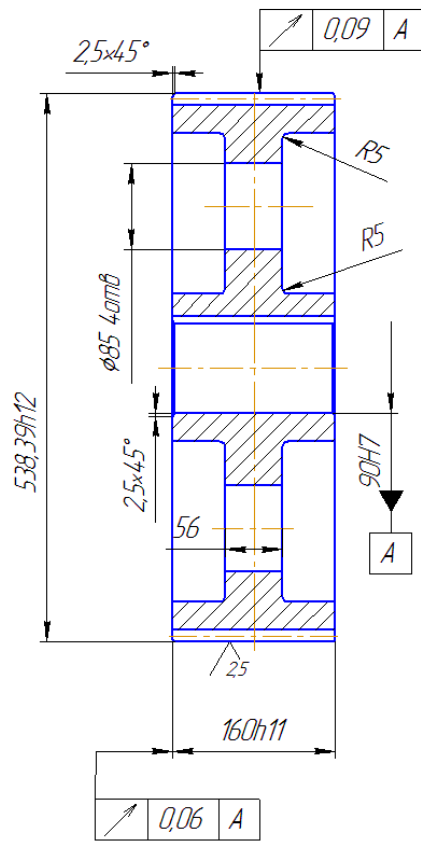
Невказані граничні відхилення розмірів: валів h12, отворів H12, решта IT12/2. Радіуси скруглення 1,5 мм.

				MM11.4.16.113.01.03		
Лист	Маса	Масштаб		Лит.	Маса	Масштаб
1		1:2				
				Лист	Листів	1
				Сталь 45 ГОСТ 1050-88		
				НТУУ "КПІ", ММІ		

Копіював: \_\_\_\_\_ Формат: А3

ММ11.4.16113.01.02

Лист № \_\_\_\_\_  
 Сторінка № \_\_\_\_\_  
 Вид № \_\_\_\_\_  
 Дата \_\_\_\_\_  
 Вид № \_\_\_\_\_  
 Дата \_\_\_\_\_  
 Вид № \_\_\_\_\_  
 Дата \_\_\_\_\_  
 Вид № \_\_\_\_\_  
 Дата \_\_\_\_\_

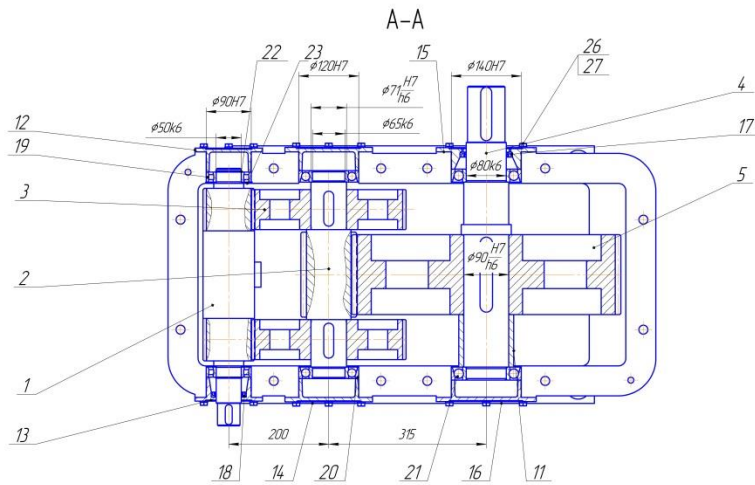
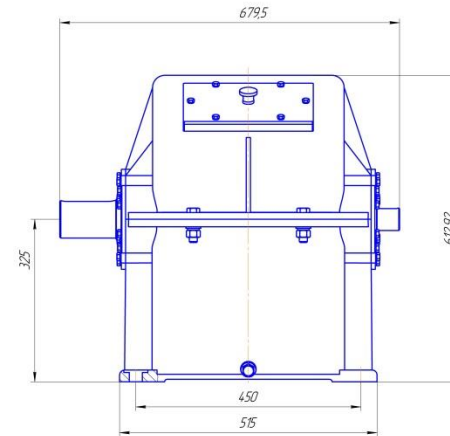
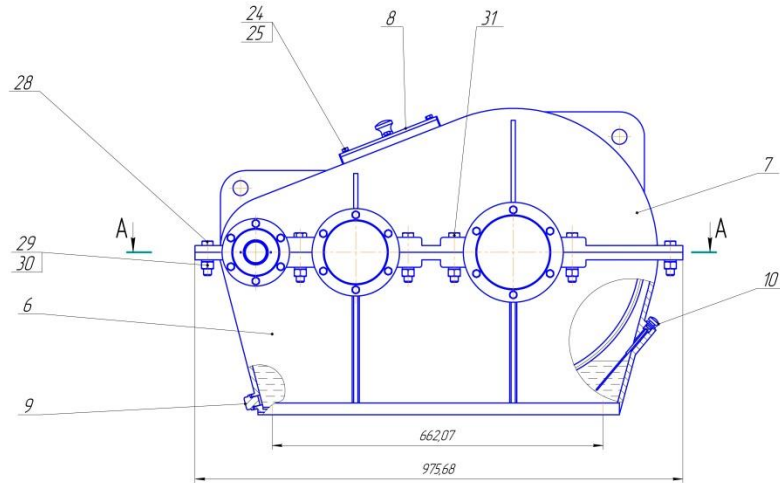


Модуль нормальний	$m_n$	5
Число зубів	$z$	104
Кут нахилу лінії зубців	$\beta$	$10^\circ 11'$
Напрямок лінії зубців		
Вихідний контур		ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	$x$	
Ступінь точності		9
Довжина спільної нормалі	$W$	
Дільний діаметр	$d$	528,387
Спряжене зубчасте колесо	№	
	Число зубів	$z$
Міжосьова відстань	$a_w$	315

				ММ11.4.16113.01.02				
Изм	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Колесо зубчасте	Лист	Масса	Масштаб
Разр.	Богиня К.О.					133,79	1:4	
Пров.	Грищенко В.В.					Лист	Листов	1
Контр.					Сталь 40Х ГОСТ 1050-88	НТУУ "КПІ", ММІ		
Утв.	Горбатенко В.Л.				Копіравал	Формат А3		







**Технічні вимоги**

- 1.Площину роз'єднання корпусу і кришки вкрити тонким шаром герметика УТ-3У під час складання
- 2.В редуктор залито 6,5 літрів масла І-40А
- 3.Зовнішню поверхню фарбувати
- 4.Радіальне консольне навантаження на вали не більше вхідний 1938 Н вихідний 23586 Н

**Технічні характеристики**

- 1.Крутний момент на тихохідному валу, Нм 3614,48
- 2.Частота обертання тихохідного вала, об/хв 45,07
- 3.Передатне число редуктора 16,306
- 4.Коефіцієнт корисної дії редуктора 0,94

Складальне креслення  
 ММ14.16.13.01СК  
 Лист 14

				ММ14.16.13.01СК			
Лист	14	Креслення					
Складальне креслення							
НТУУ "КПІ" ММ							

## Література

1. Вибір електродвигуна, кінематичний та силовий розрахунки механічного приводу. Розрахунок: конструювання передач з гнучкою в'яззю. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад.: В.А. Стадник, А.К. Скуратовський. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 60 с.
2. Розрахунок і конструювання зубчастих передач. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад.: В.А. Стадник, А.К. Скуратовський. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2003. – 104 с.
3. Розрахунок та конструювання черв'ячних передач. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. В.А. Стадник. – К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 48 с.
4. Розрахунок та конструювання валів. Вибір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних робіт з дисципліни «Деталі машин» для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад.: В.А. Стадник, - К.: ІВЦ «Видавництво «Політехніка», 2004. – 108 с.
5. Бондарєв В.С. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. — К.: Вища шк., 2009. — 734 с.
6. Павлинос В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Підручник. – К.: «Вища школа», 1993. – 556 с.
7. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш.шк., 2001. – 386 с.
8. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: «Машиностроение», 1989. – 496 с.
9. Кирпач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: «Основа», 1991. – 276 с.
10. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин: Навч. посіб. для техн. вузів. – Х.: «Основа». 1996. – 256 с.
11. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т. М.: «Машиностроение». 2006. – 936+968+936 с.
12. Асинхронные электродвигатели серии 4А. Справ. / А.Э. Кравчик, М.М. Шлаф, В.И. Афоник, А.Е. Соболевская. – М.: «Энергия», 1982,
13. Справочник по электрическим машинам. В 2 т. / Под ред.. И.П. Копылова, Б.К. Клокова – М.: Энергоиздат, 1988. – Т1 – 2.
14. Байзельман Р.Д., Ципкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: Справ. – М.: «Машиностроение», 1975.
15. Проектирование цепных передач. Справ. / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. – М.: «Машиностроение». 1982, - 336 с.

16. ДСТУ ГОСТ 2.001:2006 ЄСКД. Загальні положення. Міждержавний стандарт.
17. ДСТУ ГОСТ 2.104:2006. Основні написи.
18. ДСТУ ГОСТ 2.051:2006. ЄСКД. Електронні документи. Загальні положення.
19. ГОСТ 2.125-2008. ЕСКД. Правила выполнения эскизных конструкторских документов. Общие положения.
20. ГОСТ 2.305-2008. ЕСКД. Изображения – виды, разрезы, сечения.