

**ДМ-Кпр-01**

**Кафедра “ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МАШИН”**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ДЕТАЛЕЙ МАШИН**  
**Розділ 1**  
**“ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ ДАНИХ**  
**ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДУ”**  
**для студентів напрямків**  
**“Інженерна механіка” та “Машинобудування”**

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ З ДЕТАЛЕЙ**  
**МАШИН**

**Розділ 1**

**“ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ВИХІДНИХ**  
**ДАНИХ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДУ”**

**для студентів напрямків**  
**“Інженерна механіка” та “Машинобудування”**

Розглянуто на засіданні кафедри  
“Основи проектування машин”  
Протокол № 10 від 8.02 2011р.

Затверджено на засіданні навчально-  
но-видавничої Ради ДонНТУ  
Протокол № 3 від 5.05. 2011р.

Донецьк 2011

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин. “Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних для розрахунку приводу” (для студентів напрямків “Інженерна механіка” та “Машинобудування”). Автори: Оніщенко В.П., Нечепасєв В.Г., Блескун В.П., Матеко П.М., Гнитько О.М. – Донецьк: ДонНТУ, 2011. - 55 стор.

Наведені вказівки для виконання курсового проекту з деталей машин. Виконується вибір електродвигуна, обчислення загального передатного числа приводу та його розподіл згідно визначених критеріїв. Визначається комплекс вихідних даних для подальших розрахунків основних елементів приводу. Наведено приклад вибору двигуна приводу та виконано порівняльний комп’ютерний аналіз результатів вибору.

Автори:

В.П. Оніщенко, проф., д.т.н.  
В.Г. Нечепасєв, проф., д.т.н.  
В.П. Блескун, доц., к.т.н.  
П.М. Матеко, доц.  
О.М. Гнитько, доц., к.т.н.

Відповідальний за випуск

В.Г. Нечепасєв, д.т.н., проф.,  
зав. каф. “Основи проектування  
машин”

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ .....	5
2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТА ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА .....	6
2.1. Аналіз кінематичної схеми приводу .....	6
2.2. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів робочого органу .....	7
2.3. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів електродвигуна .....	8
2.4. Вибір електродвигуна .....	9
2.5. Визначення передатного числа редуктора і його розподіл між ступенями .....	13
2.6. Вибір типу передач редуктора .....	16
3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДУ	17
4. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ .....	18
5. ПРИКЛАД ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТА ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА .....	19
6. КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА .....	20
РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА .....	28
ДОДАТКИ .....	31
Д1. Кінематичні схеми редукторів .....	
Д2. Умовні позначки елементів кінематичних схем .....	33
Д3. Рекомендовані значення коефіцієнтів корисної дії та пере- даточного числа складових приводу .....	34
..	
Д4. Типи і основні параметри електродвигунів серії 4А .....	34
Д4.1. Технічні характеристики закритих асинхронних електродвигунів, що обдуваються, серії 4А .....	37
з короткозамкненим ротором (ГОСТ 19523-81) .....	
Д4.2. Основні розміри асинхронних електродвигунів серії 4А з кріпленням на лапах .....	39
Д4.3. Основні розміри асинхронних електродвигунів серії 4А з фланцевим кріпленням .....	40
Д5. Єдиний ряд передаточних чисел редукторів і окремих сту- пенів передач (ГОСТ 1285–66) .....	

## ВСТУП

Курсовим проектом по деталях машин завершується етап вивчення комплексу загальнотехнічних дисциплін. При виконанні курсового проекту на базі рішення конкретної індивідуальної інженерної задачі – проектування приводу машини, при розробці якого закріплюються знання, отримані при вивченні теоретичного курсу.

В процесі проектування студент виконує рольову функцію проєктувальника, конструктора проєктного бюро і частково технолога машинобудівного заводу. Для збільшення часу студента на творчій процес проектування приводу машини та виконання кількох варіантів проекту з метою вибору оптимального варіанту, стандартизовані розрахунки (зубчастих передач, валів тощо) виконуються використання комп'ютерних технологій. Він вчиться самостійно обґрунтовувати та приймати рішення при вирішенні проєктно-конструкторських задач:

- складати розрахункові схеми і виконувати розрахунки на міцність типових деталей машин;
- використовувати довідники, стандарти і нормалі;
- вирішувати деякі питання економіки, технології виготовлення деталей та монтажу вузлів;
- знайомитися з питаннями регулювання вузлів і особливостями їхньої експлуатації;
- виконувати проектування приводу у відповідності з вимогами Єдиної системи конструкторської документації;
- вміти користуватися програмними продуктами комп'ютерних технологій систем автоматизованого проектування.

Темою курсового проекту є розрахунок і проектування приводів конвеєрів, лебідок, підйомних кранів, металорізальних верстатів і т. ін. Обсяг і зміст проекту залежить від спеціальності студента і обумовлюється при видачі завдання на проектування. Захист проекту є завершальним етапом проектування і проводиться в термін, встановлений навчальним планом. При захисті проекту студент повинен довести доцільність прийнятих рішень і відстояти свою точку зору.

Отримані знання і досвід є базою для наступного виконання курсових проєктів зі спеціальних дисциплін, у дипломному проектуванні і у подальшій самостійній роботі на виробництві.

Наведені у цьому випуску методичні вказівки стосуються першого розділу виконання курсового проекту - вибору електродвигуна та визначенню вихідних даних для розрахунку приводу машини.

## 1. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ НА ПРОЕКТУВАННЯ

Як відомо, машина складається з трьох основних блоків:

- двигуна (найчастіше це електродвигун з обертовим рухом ротора);
- робочого органу, який безпосередньо виконує корисну роботу, для здійснення якої і створюється машина;
- трансформуючого механізму (найчастіше це редуктор), який узгоджує параметри руху робочого органу машини з параметрами руху вала електродвигуна.

Комплекс двох блоків – двигун і трансформуючий механізм називається *приводом* машини. Оскільки привід машини має багато стандартизованих елементів, придатних до використання в різних галузях техніки, проектування приводів становить основу тематики курсового проектування з деталей машин.

Технічне завдання (ТЗ) на проектування приводу машини видається по одному з двох варіантів.

В першому варіанті задається схема розташування осей ротора двигуна і робочого органу. Для подальшого проектування потрібно розробити (скомпонувати) кінематичну схему редуктора.

В другому варіанті кінематична схема задається безпосередньо в ТЗ (Розділ 5). Другий варіант є найбільш поширеним в практиці проектування приводів і тому розглядається в цьому методичному посібнику як основний.

Технічне завдання має в загальному випадку наступні вихідні дані для проектування приводу:

- кінематична схема приводу;
- найбільше навантаження на робочий орган (максимальний обертовий момент  $T_{p\max}$  [Нм], або максимальна потужність  $P_{p\max}$  [кВт], або сила  $F_{p\max}$  [кН]);
- діаграма зміни навантаження в часі у відносних одиницях;
- кінематична характеристика робочого органу (лінійна  $V_p$  [м/с] або кутова швидкість  $\omega_p$  [рад/с]);
- діаметр елемента робочого органу, що обертається і до якого прикладена сила  $F_{p\max}$  -  $D$  [м];
- режим роботи приводу, кількість змін на добу  $z$ , коефіцієнт використання за зміну  $K_z$ , кількість років експлуатації  $L$ ;

- додаткові вимоги до приводу, які обумовлені місцем і характером його експлуатації, тривалістю та режимом роботи, кліматичними умовами;
- масштаб виробництва (серійність);
- обмеження, що накладаються на технічні характеристики приводу (габарити, маса, самогальмування, вартість і т. ін.);
- критерії оцінки якості варіантів приводу.

Окрім цих даних у бланку завдання на проектування є перелік графічного матеріалу (обов'язкові креслення), рекомендована література, календарний план виконання проекту та підписи виконавця і керівника курсового проекту. Приклад завдання на проектування з вихідними даними наведено у Розділі 5.

## **2. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТА ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА**

### **2.1. Аналіз кінематичної схеми приводу**

Одержавши завдання на проектування, студент повинен ознайомитися з літературою, яка рекомендована викладачем, щоб усвідомити умови роботи приводу, призначення та умови роботи кожного елемента кінематичної схеми.

Необхідно накреслити кінематичну схему приводу відповідно до ГОСТ 2.770-68 (Додаток Д2) і пронумерувати всі її елементи. Рекомендується дотримуватись наступної індексації елементів кінематичної схеми.

Валам привласнюється номер римськими цифрами по напрямку потоку потужності, починаючи від вала редуктора, який з'єднується з валом двигуна: I, II, III і т. ін. Вали електродвигуна і робочого органа відповідно мають індекси "d" і "p".

Елементом передачі (шківам, зірочкам, зубчастим і черв'ячним колесам і черв'якам) привласнюється номер (арабськими цифрами) також по напрямку потоку потужності, починаючи від елемента передачі, який закріплено на валу двигуна 1, 2, 3 і т. ін.

Кутова швидкість обертальних елементів позначається літерою  $\omega$  з індексом у вигляді номера обертального елемента:  $\omega_1, \omega_2, \dots$  і т. ін. Можна також за індекси прийняти позначення валів:  $\omega_I, \omega_{II}, \omega_d, \omega_p$ .

Основним кінематичним параметром механічної передачі є *передаточне відношення*  $i$  - відношення кутових швидкостей ланок пере-

дачі  $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ ,  $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ . Найчастіше користуються терміном "передаточне число"  $u$  - відношення чисел зубців колеса  $z_2$  до числа зубців шестерні  $z_1$ , яке чисельно дорівнює відношенню кутової швидкості шестерні  $\omega_1$  до кутової швидкості колеса  $\omega_2$

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (2.1)$$

Обертовий момент  $T$  та потужність  $P$  на валах редуктора, на валах електродвигуна і робочого органа позначаються відповідно позначенням валів:  $T_I, T_{II}, T_{III}, T_\partial, T_p, P_I, P_{II}, P_{III}, P_\partial, P_p$  і т. ін.

Приклад оформлення кінематичної схеми приводу і індексація її основних елементів наведено у Розділі 5.

## 2.2. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів робочого органу

До основних навантажувально-кінематичних параметрів робочого органу приводу відносяться:

- обертовий момент  $T_p$  [Нм],
- потужність  $P_p$  [кВт],
- кутова швидкість  $\omega_p$  [1/с].

При заданому обертовому моменті і кутовій швидкості потужність на валу робочого органу знаходиться з залежності

$$P_p = T_p \omega_p 10^{-3}. \quad (2.2)$$

Відповідно, якщо задана потужність і кутова швидкість робочого органу, з залежності (2.2) визначається обертовий момент.

Якщо задані лінійна швидкість транспортерної стрічки (канату підйомної машини)  $V_p$  [м/с], діаметр барабану  $D$  [м] і сила  $F_p$  [кН], яку потрібно прикласти до стрічки (канату), кутова швидкість робочого органу і обертовий момент визначаються за формулами

$$\omega_p = \frac{V_p}{0,5D}, \quad [1/с]; \quad (2.3)$$

$$T_p = F_p \cdot 10^3 \cdot \frac{D}{2}, \quad [Нм]. \quad (2.4)$$



Чисельний приклад визначення навантажувально-кінематичних параметрів робочого органу наведено у Розділі 5.

### 2.3. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів електродвигуна

Для визначення навантажувально-кінематичних параметрів електродвигуна треба знати передаточне число і загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу.

Передаточне число приводу  $u_{np}$  дорівнює добутку передатних чисел  $u_i$  окремих ступенів

$$u_{np} = \prod_{i=1}^k u_i, \quad (2.5)$$

де  $k$  - число ступенів передач у приводі.

Оскільки на даному етапі не можливо знати точні значення передатного числа кожної передачі, визначається діапазон можливих значень передаточного числа приводу. Діапазон значень  $u_i$  для окремих передач, якщо виходити з обмежень по габаритах, приймають за даними, наведеними в Додатку Д3.

В зв'язку з тим, що в стандартах на електродвигуни швидкість (частота) обертання ротору вимірюється в обертах за хвилину -  $n$  (об/хв), доцільно змінити одиниці виміру кутових швидкостей вала та ротора електродвигуна

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi} \quad (2.6)$$

$$n_d = n_p u_{np}. \quad (2.7)$$

Загальний коефіцієнт корисної дії приводу дорівнює добутку ККД його окремих  $m$  елементів, в яких мають місце втрати механічної енергії

$$\eta_{np} = \prod_{j=1}^m \eta_j. \quad (2.8)$$

Значення ККД елементів приводу наведені у Додатку Д4.

Максимальне значення потужності приводу на валу електродвигуна визначається за формулою

$$P_{d\max} = \frac{P_{p\max}}{\eta_{np}}. \quad (2.9)$$

Максимальне значення обертового моменту на валу електродвигуна можна визначити тільки після вибору двигуна з конкретною кутовою швидкістю ротора.

## 2.4. Вибір електродвигуна

Найбільш розповсюджені у промисловості трифазні асинхронні електродвигуни з короткозамкненим ротором. Ці двигуни мають найбільш просту конструкцію, найменшу вартість і мінімальні потреби в обслуговуванні в порівнянні з будь-якими іншими електричними двигунами, а також мають можливість їх включення у електричну мережу перемінного струму без проміжних перетворювачів.

Електропромисловою випускається єдина серія 4А асинхронних двигунів загального використання з чавунним корпусом (ГОСТ 19523-81) для кліматичних умов типу У (номінальні – сухе, чисте опалюване приміщення) категорії 3. Крім того, для спеціальних умов експлуатації (вибухонебезпечне та вогненебезпечне приміщення) випускаються вибухобезпечні електродвигуни серії ВР (ГОСТ 23111-78).

Конструктивно електродвигуни виконуються з кріпленням на лапах (на горизонтальній площині) і з кріпленням за допомогою фланця (до вертикальної площини). Кріплення на лапах застосовується при близьких розмірах двигуна і редуктора. Кріплення за допомогою фланця застосовується при істотно великих габаритах редуктора в порівнянні з двигуном. Рекомендується спочатку прийняти двигун з кріпленням на лапах, а після закінчення проектування редуктора перейти до кріплення редуктора за допомогою фланця (якщо в тому буде потреба).

Електродвигун є стандартним елементом приводу і його технічні характеристики вибираються з Додатку Д4. Основними технічними характеристиками електродвигуна є:

- номінальна потужність  $P_{дн}$  [кВт] – потужність, при якій двигун працює без перегріву електричних обмоток;
- номінальна частота обертання  $n_n$  [об/хв] – швидкість обертання при номінальній потужності;
- здатність до запуску – відношення пускового моменту до номінального  $\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$ ;
- маса двигуна, кг.

Асинхронні електродвигуни для кожного значення номінальної потужності мають кілька варіантів виконань з різними частотами обертання ротора в залежності від числа пар полюсів  $p$  обмотки статора і частоти перемінного струму.

Фіксована частота обертання магнітного поля статора становить

$$n_c = \frac{60f}{p}. \quad (2.10)$$

Значення синхронних частот обертання ротору асинхронного двигуна при стандартній частоті перемінного струму  $f = 50 \text{ Гц}$  і числі пар полюсів  $p = 1 \dots 4$  наведені у Таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Синхронні частоти обертання ротору асинхронного електродвигуна

Число пар полюсів	$p$	1	2	3	4
Синхронна частота обертання	$n_c \left( \frac{\text{об}}{\text{хв}} \right)$	3000	1500	1000	750
Відносна вартість	$B_e$	1,0	1,0	1,4	1,7

Під навантаженням електродвигун зменшує частоту обертання ротора внаслідок так званого електричного ковзання, тому номінальна частота обертання ротора електродвигуна при номінальному навантаженню стає менше синхронної (на 2% ... 5 %).

Треба мати на увазі, що зі збільшенням числа пар полюсів збільшується вартість двигуна, хоча і не лінійно (табл. 2.1). Якщо вартість двигунів з синхронною частотою 3000 об/хв та 1500 об/хв прийняти за одиницю ( $B_e = 1$ ), то при частоті обертання 1000 об/хв вартість двигуна зростає в середньому на 40%, а при частотах 750 об/хв і 600 об/хв вартість зростає на 70%.

В зв'язку з тим, що навантаження на привід під час експлуатації змінюється, робити вибір електродвигуна по значенню потужності, відповідній максимальному навантаженню, не є доцільним. Тому на підставі наведеної в завданні на проектування діаграми навантаження визначається середньоквадратична потужність  $P_{дск}$  на валу електродвигуна – тобто така умовна стала потужність, при якій нагрівання

двигуна буде таким самим, як і у випадку роботи з перемінним навантаженням

$$P_{\text{дск}} = P_{\text{д max}} \sqrt{\frac{\sum \left( \frac{F_{pi}}{F_{p \text{ max}}} \right)^2 \frac{L_i}{L_h}}{\sum \frac{L_i}{L_h}}} = P_{\text{д max}} K_{зв}, \quad (2.11)$$

де  $K_{зв}$  - коефіцієнт зведення експлуатаційного навантаження до еквівалентної теплової потужності двигуна.

Для уніфікації розрахунків і навантажувальних характеристик машин режими та класи навантаження нормалізовані. Відповідно до ГОСТ 21354-87 усі реальні графіки зведені до шістьох типових: I - дуже важкий, II - важкий, III середній рівно ймовірний, IV - середній нормальний, V - легкий, VI - особливо легкий. В табл. 2.2 подані деякі реальні режими, еквівалентні типовим та відповідні значення коефіцієнту приведення  $K_{не}$ .

Так, діаграму у Розділі 5 (Приклад визначення основних параметрів приводу та вибір електродвигуна) можна віднести до режиму II, для якого коефіцієнт  $K_{не} = 0,58$ , тобто значення достатньо наближені до результатів розрахунку у Додатку Д4 ( $K_{не} = 0,62$ ).

За отриманим значенням  $P_{\text{дск}}$  з урахуванням умов експлуатації приводу, що задані у ТЗ, по табличним даним Додатка Д5 вибирається *найближча більша номінальна потужність електродвигуна  $P_{\text{дном}}$* . Тобто мусить виконуватися умова

$$P_{\text{дном}} \geq P_{\text{дск}}. \quad (2.12)$$

При цьому треба враховувати, що при великому запасі потужності активна складова потужності двигуна зменшується, але індуктивна складова залишається майже не змінною і тому економічність приводу знижується. Тому не бажано, щоб  $P_{\text{дном}}$  перевищувала  $P_{\text{дск}}$  більше, чим в два рази.

При перевантаженні двигуна існує велика вірогідність його виходу з ладу в наслідок перегріву ізоляції обмоток статора і ротора. Але невелике перевантаження (не більш, ніж 10%) допускається – тобто мусить бути виконана умова  $P_{\text{дном}} \geq (0,9...1,0)P_{\text{дск}}$ .

Таблиця 2.2

Еквівалентні типовим реальні режими навантаження машин  
(ГОСТ 21354–87)

Клас режиму	Реальний режим	$K_{ne}$	Клас режиму	Реальний режим	$K_{ne}$
I		0,76	IV		0,41
II		0,58	V		0,27
III		0,47	VI		0,23

Кожному значенню номінальної потужності електродвигуна відповідає декілька *номінальних частот обертання ротора*. Треба розглянути всі можливі значення  $n_{\text{дн}}$ , що попадають в діапазон частот обертання ротора електродвигуна, який був визначений по формулі (2.7). Параметри вибраних електродвигунів заносяться в таблицю (підрозділ 5.9). Критерієм вибору раціонального варіанту є можливість запуску електродвигуна під навантаженням і відносна вартість (Розділ 6).

Умова запуску електродвигуна під навантаженням має вигляд

$$P_{\text{дном}} \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} \geq P_{\text{омах}}, \quad (2.13)$$

де  $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$  - співвідношення пускового та номінального моментів електродвигуна.

Електродвигуни, для яких умова (2.13) не виконується, з подальшого аналізу виключаються.

Якщо жоден з обраних типорозмірів електродвигуна не задовольняє умові (2.13) (а це може бути при легких режимах роботи привода), то вибирають з Додатку Д4 наступне значення номінальної потужності електродвигуна і повторюють перевірку умови (2.13).

Якщо умові (2.13) відповідає кілька двигунів, вибирається двигун з мінімальною відносною вартістю або масою.

## 2.6. Визначення передаточного числа редуктора і його розподіл між ступенями

Передаточне число приводу визначається згідно залежності

$$u_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дн}}}{n_p}. \quad (2.14)$$

З другого боку (формула 2.5), передаточне число приводу  $u_{\text{пр}}$  дорівнює добутку передатних чисел окремих ступенів (передач). Наприклад, для послідовно з'єднаних механізмів пасової передачі (з передаточним числом  $u_{\text{пн}}$ ) і редуктора (з передаточним числом  $u_{\text{ред}}$ ) передаточне число приводу дорівнює

$$u_{\text{пр}} = u_{\text{пас}} \cdot u_{\text{ред}}. \quad (2.15)$$

Таким чином, прийнявши конкретне значення передаточного числа пасової передачі, передаточне число редуктора знаходиться по формулі

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{пас}}}. \quad (2.16)$$

Отримане значення передаточного числа редуктора не мусить виходити за діапазон, який рекомендується в межах  $u_{\text{ред}} = 8 \dots 40$  для двохступеневих редукторів і  $u_{\text{ред}} = 45 \dots 200$  для трьохступеневих ре-

дукторів. В протилежному випадку треба прийняти інший електродвигун, або змінити передаточне число пасової (ланцюгової) передачі і т. ін. Після остаточного визначення передаточне число редуктора розподіляється між окремими ступенями редуктора.

Від розподілу передаточного числа редуктора залежать дуже важливі параметри: маса, габарити, вартість, зручність змащування та інші. В зв'язку з тим, що забезпечити одночасно раціональні значення всіх цих параметрів не можливо, то нижче пропонуються орієнтовні рекомендації щодо розподілу загального передаточного числа по ступінях.

**Двохступеневі редуктори.** Для циліндричних редукторів, які виконуються за розгорнутою схемою (Д1.1а), для вертикально-горизонтальних редукторів (Д1.1в) та вертикальних редукторів з *примусовим змащенням* (за допомогою спеціального насоса) розподіл передаточного числа звичайно виконується з умови приблизно однакового занурення коліс обох ступенів у масляну ванну, тобто з умови отримання приблизно однакових діаметрів зубчастих коліс. При задовільненні такої умови загальні габарити редуктора будуть найменшими. Формули розподілу передаточного числа мають вигляд

$$u_1 = 0,94 \sqrt[3]{u_{ред}^2}, \quad (2.17)$$

або 
$$u_1 = u_{ред}^{0,6}; \quad (2.18)$$

$$u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1}. \quad (2.19)$$

Для циліндричних вертикальних редукторів із змащенням *способом занурення коліс* у масляну ванну (Д1.3в) раціональний розподіл передаточного числа редуктора виконується з умови мінімуму суми міжосьових відстаней обох ступенів

$$u_1 = \frac{u_{ред} + \sqrt[3]{u_{ред}}}{2(1 + \sqrt[3]{u_{ред}})}. \quad (2.20)$$

Для циліндричних редукторів, що виконуються співвісними (Д1.2ж), передаточне число першої ступіні визначається по формулі

$$u_1 \geq \sqrt{u_{ред}}. \quad (2.21)$$

Для конічно-циліндричних редукторів (Д1.2е) передаточне число першої зубчастої пари визначається по формулі

$$u_1 \leq \sqrt{u_{ред}} \leq 4. \quad (2.22)$$

Для черв'ячно-циліндричних (Д1.2ж) і циліндрично-черв'ячних редукторів (Д1.2з), які передають потужність до 15 кВт, число зубців черв'ячного колеса призначають у межах  $Z_{чк} = 30 \dots 50$ , а для редукторів, що передають потужність більш 15 кВт - у межах  $Z_{чк} = 60 \dots 70$ . При цьому число заходів черв'яка приймається для самогальмуючих передач  $Z_{ч} = 1$ , а для несамогальмуючих -  $Z_{ч} = 2$ , або  $Z_{ч} = 4$ . Тоді передаточне число черв'ячної передачі визначиться як

$$u_{чп} = \frac{Z_{чк}}{Z_{ч}}. \quad (2.23)$$

Відповідно, передаточне число циліндричної передачі буде рівним

$$u_{цп} = \frac{u_{ред}}{u_{чп}}. \quad (2.24)$$

При цьому треба слідкувати, щоб передаточне число циліндричної передачі не вийшло за межі рекомендованого діапазону (Додаток Д3).

Якщо шестірня першого ступеня насаджується на вал двигуна (двигун фланцевий) або редуктор циліндрично-черв'ячний, то передаточне число першої ступіні рекомендується приймати  $u_1 = 2 \dots 3$ .

**Трьохступеневі редуктори.** Для циліндричних горизонтальних редукторів (Д1.3а і Д1.3б) передаточні числа окремих ступенів визначаються за формулами

$$u_1 \approx 1,3 \sqrt[3]{u_{ред}}, \quad (2.26)$$

$$u_2 \approx 0,83 u_1, \quad (2.27)$$

$$u_3 = \frac{u_{ред}}{u_1 u_2}. \quad (2.28)$$

Для циліндричних вертикальних редукторів (Д1.3в) бажано призначати передаточні числа ступенів таким чином, щоб передаточне число кожної наступної, більш тихохідної ступені, було менше попереднього на 30% ... 40%. Тобто:

$$u_1 \approx 1,54 \sqrt[3]{u_{ред}}, \quad (2.29)$$

$$u_2 \approx 0,65 u_1, \quad (2.30)$$



$$u_3 = \frac{u_{ред}}{u_1 u_2}. \quad (2.31)$$

Для конічно-циліндричних горизонтальних редукторів (Д1.3д) передаточні числа визначаються за формулами

$$u_1 \approx u_2 \approx u_{ред}^{0,4}, \quad \text{але } u_1 \leq 4; \quad (2.32)$$

$$u_3 = \frac{u_{ред}}{u_1 u_2}. \quad (2.33)$$

Для черв'ячно-циліндричних трьохступневих редукторів (Д1.3г) передаточні числа ступенів приймаються аналогічно двоступневим редукторам.

Отримані по приведеним вище формулам значення передаточних чисел для передач редукторів не повинні перевищувати граничних значень, що рекомендуються у Додатку Д3. Після перевірки цієї умови розрахункові значення передаточних чисел зубчастих передач округляються до найближчого значення з єдиного стандартного ряду<sup>1</sup> (Додаток Д5). Після стандартизації передаточних чисел треба визначити нове значення передаточного числа редуктора ( $u_{ред} = u_1 u_2 u_3$ ), а також визначити нове значення передаточного числа приводу (формула 2.15). При цьому потрібно, щоб відхилення отриманого нового значення від розрахованого було мінімальним (не більш  $\pm 6\%$ ). В разі невиконання цієї вимоги, треба виконати відповідне корегування значень передаточних чисел пасової або ланцюгової передачі.

## 2.7. Вибір типу передач редуктора

Якщо тип передач редуктора не вказано в завданні на проектування, або не рекомендовано безпосередньо керівником курсового проекту, вибір типу передач можна виконати керуючись наступними рекомендаціями.

### Двохступеневі редуктори (Додатки Д1.1 і Д1.2).

Для циліндричних редукторів, які виконуються за розгорнутою схемою (Д1.1а), для вертикально-горизонтальних редукторів (Д1.1в), вертикальних редукторів (Д1.1г) та циліндричних редукторів, що виконуються співвісними (Д1.2д), першу ступінь редуктора доцільно виконати косозубою. Другий ступінь в цих редукторах може бути ко-

<sup>1</sup> За виключенням дрібносерійного виробництва.

созубою передачею, якщо редуктор безпосередньо з'єднується з електродвигуном, і прямозубою, коли між електродвигуном і редуктором знаходиться пасова передача. При потужності приводу більше 50 кВт обидві ступіні можуть бути виконані шевронними.

Для циліндричних редукторів з роздвоєним першим ступенем (Д1.1б), цей ступінь виконується косозубим, другий ступінь - шевронним.

Для конічно-циліндричних редукторів (Д1.2е) перший ступінь редуктора рекомендується виконати прямозубим. Тип передачі другого ступеню вибирається так, як і для першої групи редукторів.

Для черв'ячно-циліндричних (Д1.2ж) циліндрична передача виконується прямозубою. Для циліндрично-черв'ячних редукторів (Д1.2з) циліндрична передача виконується косозубою.

### **Трьохступеневі редуктори (Додаток Д1.3).**

Для циліндричних горизонтальних та вертикальних редукторів за розгорнутою схемою (Д1.3а і 3в) найчастіше перша ступінь виконується шевронною (косозубою), друга ступінь – косозубою (шевронною), третя ступінь – прямозубою.

Для циліндричних горизонтальних редукторів з роздвоєними ступіннями (Д1.3б) звичайно першу ступінь виконують шевронною, другу – косозубою, третю – прямозубою.

Для черв'ячно-циліндричних та конічно-циліндричних горизонтальних трьохступеневих редукторів (Д1.3г і Д1.3д) друга ступінь виконується косозубою, третя – прямозубою.

## **3. ВИХІДНІ ДАНІ ДЛЯ РОЗРАХУНКІВ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДУ**

Частина вихідних даних, які є однаковими для всіх передач приводу, наводяться безпосередньо в завданні на проектування. Для подальших розрахунків треба визначити час експлуатації (в годинах), якщо цей час не вказано в завданні на проектування, а також визначитися з можливістю реверсивної роботи приводу.

Значна більшість редукторів машин працює з незмінним напрямком обертання ротору електродвигуна і тому режим роботи передач є *нереверсивним*. І тільки в окремих випадках (наприклад при розрахунку зубців сателітів планетарних передач на згин) режим роботи може бути *реверсивним*.

Час експлуатації визначається за формулою

$$L_h = L t_p Z t_{zm} K_z (\text{год.}), \quad (3.1)$$

де  $L$  - тривалість експлуатації (рік),  
 $t_p = 250 \dots 365$  - кількість робочих днів на протязі року;  
 $Z$  - кількість робочих змін за добу;  
 $t_{зм} = 8$  - тривалість зміни (год.);  
 $K_z$  - коефіцієнт використання приводу протягом зміни.

Основними вихідними даними для виконання розрахунків передач приводу є навантажувально-кінематичні параметри обертового руху на кожному валу ( $j$  - порядковий номер валу). Для цього треба послідовно від вала електродвигуна до вала робочого органу визначити

- частоту обертання  $n_j$  (об/хв);
- номінальний обертовий момент  $T_j = \frac{P_j}{\omega_j} 10^3$ , [Нм].

Номінальне навантаження, за яким виконується розрахунок на втомну міцність, визначається за діаграмою навантаження (рис. 3.1).

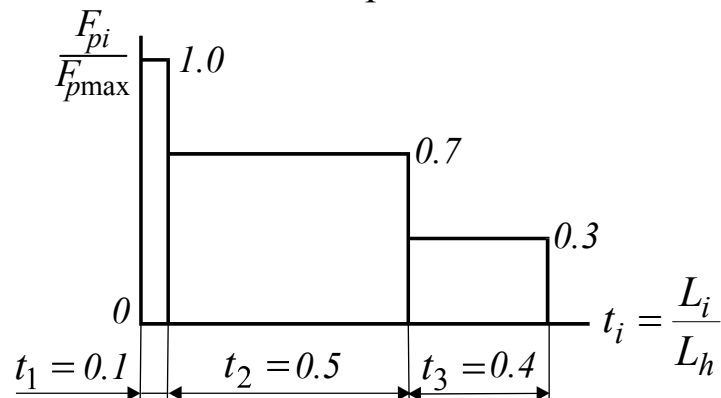


Рисунок 3.1 – Діаграма навантаження ( $L_i$  - час дії сили  $F_{pi}$ )

Щоб визначити номінальне навантаження для кожного  $j$ -того вала треба підрахувати кількість циклів дії максимального навантаження на першому ступені діаграми

$$N_{1j} = 60n_j L_h t_1, \quad (3.2)$$

де  $t_1 = \frac{L_1}{L_h}$  - відносна тривалість дії максимального навантаження на першому ступені (за діаграмою навантаження).

Якщо  $N_{1j} > 50000$ , то  $T_{номj} = T_j$  і розрахунки на короткочасні перевантаження не виконуються.

Якщо  $N_{1j} \leq 50000$ , то  $T_{номj} = \frac{F_{p2}}{F_{p\max}} T_j$ ;  $T_{\max j} = T_j$ , а, тобто номінальний момент відповідає другому ступеню діаграми навантаження, а за даними першого ступеню діаграми виконуються розрахунки на короткочасне перевантаження.

Для зручності користування результати розрахунків зводяться у відповідні таблиці (Підрозділ 5.9).

#### 4. КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

1. Що собою уявляє структура приводу машини?
2. В чому полягає призначення передач, а також редуктора в цілому?
3. Як визначається потужність на валу робочого органа машини?
4. Як встановити діапазон можливих значень частот обертання електродвигуна?
5. Які параметри вважаються основними технічними характеристиками асинхронного електродвигуна?
6. Для чого виконується розрахунок електродвигуна на перегрівання та на запуск під навантаженням?
7. Згідно з якими умовами виконується розподіл загального передаточного числа редуктора на окремі ступіні?
8. В якому співвідношенні знаходяться обертальні моменти та потужності на тихохідному та швидкохідному валах редуктора?

## 5. ПРИКЛАД ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДУ ТА ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

### 5.1. Завдання на проектування з вихідними даними

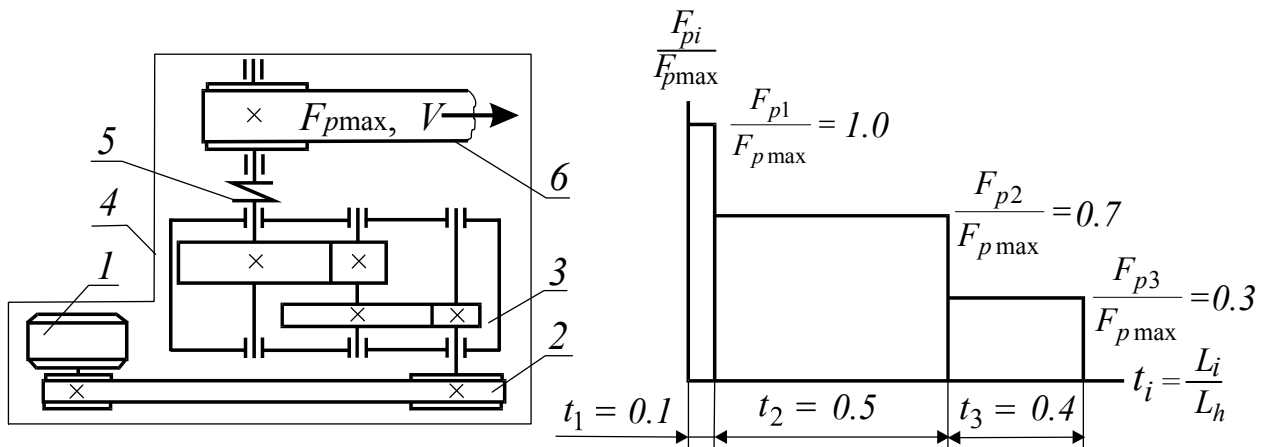
ЗАВДАННЯ № \_\_\_\_ варіант \_\_\_\_  
на курсовий проект студенту гр. \_\_\_\_\_

**Бондаренко Андрію Олексійовичу**  
(прізвище, ім'я та по-батькові)

Тема проекту Спроекувати редуктор приводу конвеєру

Дата захисту проекту \_\_\_\_\_

**Вихідні дані до проекту:** *тягове зусилля транспортерної стрічки  $F_{p\max} = 15$  кН; швидкість стрічки  $V = 1,0$  м/с ( $\pm 6\%$ ); діаметр барабану  $D = 0,375$  м; тривалість експлуатації  $L_e = 2$  роки; кількість змін на добу  $z = 1$  зміна; коефіцієнт використання приводу протягом зміни  $K_z = 0,48$ ; виробництво - серійне; вимоги до габаритів приводу - жорсткі*



Кінематична схема приводу

Діаграма навантаження

1 – електродвигун, 2 – клинопасова передача, 3 – редуктор, 4 - фундаментна рама, 5 - муфта, 6 – транспортерна стрічка,  $L_i$  - час дії сили  $F_{pi}$ ;  $L_h$  - час експлуатації (годин)

Рисунок 5.1 – Приклад завдання на проектування приводу машини

## 5.2. Приклад оформлення кінематичної схеми приводу машини

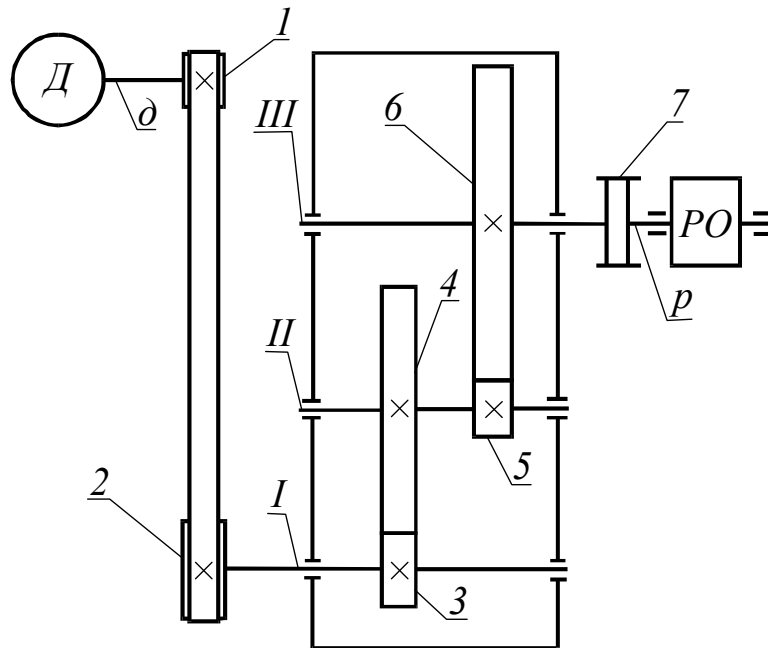


Рисунок 5.2 – Кінематична схема приводу машини

1 – ведучий шків пасової передачі, 2 – ведений шків пасової передачі, 3 – шестірня зубчастої передачі першого ступеня, 4 – колесо зубчастої передачі першого ступеня, 5 – шестірня зубчастої передачі другого ступеня, 6 - колесо зубчастої передачі другого ступеня, I – швидкохідний вал редуктора, II – проміжний вал редуктора, III – тихохідний вал редуктора,  $\delta$  – вал двигуна,  $p$  - вхідний вал робочого органу.

## 5.3. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів робочого органу

Кутова швидкість робочого органу, максимальний обертовий момент і максимальна потужність будуть такі

$$\omega_p = \frac{V_p}{0,5D} = \frac{1,0}{0,5 \cdot 0,375} = 5,33 \text{ 1/c};$$

$$T_{p \max} = F_{p \max} \cdot 10^3 \frac{D}{2} = 15 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,375}{2} = 2812 \text{ Нм};$$

$$P_{p \max} = F_{p \max} V_p 10^{-3} = 15 \cdot 10^3 \cdot 1,0 \cdot 10^{-3} = 15,0 \text{ кВт}.$$

Якщо задані лінійна швидкість ланцюга конвеєру  $V_p$  [м/с], крок ланцюга  $p$  [мм], число зубців тягової зірочки  $z_1$  і максимальна сила тяги  $F_{p \max}$  [кН], то спочатку визначається дільний діаметр зірочки

$$d_{z1} = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \cdot 10^{-3} \quad [м].$$

Далі навантажувально-кінематичні параметри визначаються так, як і у попередньому випадку, але змінивши діаметр барабана на діаметр зірочки.

#### 5.4. Визначення навантажувально-кінематичних параметрів електродвигуна

Частота обертання робочого органа становить

$$n_p = \frac{30\omega_p}{\pi} = \frac{30 \cdot 5,33}{\pi} = 50,9 \text{ об/хв.}$$

В свою чергу, діапазон можливих значень передаточного числа приводу дорівнює

$$u'_{np} = u'_{nac} \cdot u'_{zn1} \cdot u'_{zn2}.$$

Тут діапазони можливих значень передаточного числа: пасової передачі  $u'_{nac}=2\dots3$  та зубчастих передач  $u'_{zn1} = u'_{zn2}=2\dots6$  (Додаток Д3). Тоді діапазон можливих значень передаточного числа приводу буде дорівнювати

$$u'_{np} = (2\dots3) \cdot (2\dots6) \cdot (2\dots6) = 8\dots108.$$

Відповідний діапазон частоти обертання ротору двигуна

$$n'_d = 50,9 \cdot (8\dots108) = (407\dots 5497) \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Коефіцієнт корисної дії приводу буде рівнятися добутку значень ККД окремих елементів: пасової передачі -  $\eta_{nac}=0,95$ , ущільнення -  $\eta_{уц}=0,99$ , підшипників кочення -  $\eta_{коч}=0,99$ , зубчастого зачеплення -  $\eta_{зц}=0,96$ , муфти  $\eta_m=0,98$  (Додаток Д3)

$$\begin{aligned} \eta_{np} &= \eta_{nac} \eta_{уц} \eta_{коч} \eta_{зц} \eta_{коч} \eta_{зц} \eta_{коч} \eta_{уц} \eta_m \eta_{коч} = \\ &= 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0,808 \end{aligned}$$

Відповідне значення максимальної потужності на валу електродвигуна становить

$$P_{d\max} = \frac{P_{p\max}}{\eta_{np}} = \frac{15,0}{0,808} = 18,56 \text{ кВт.}$$

Коефіцієнт зведення експлуатаційного навантаження буде рівнятися

$$K_{зв} = \sqrt{\frac{1,0^2 \cdot 0,1 + 0,7^2 \cdot 0,5 + 0,3^2 \cdot 0,4}{0,1 + 0,5 + 0,4}} = 0,62.$$

Відповідне значення середньоквадратичної потужності на валу електродвигуна становить :

$$P_{дск} = P_{дмах} K_{зв} = 18,56 \cdot 0,62 = 11,51 \text{ кВт}.$$

### 5.5. Вибір електродвигуна

Вибір електродвигуна виконується з Додатку Д4 за умовою  $P_{дн} \geq P_{дск}$ . До таблиці заноситься кілька двигунів шз зрізними швидкостями для вибору двигуна з раціональними параметрами.

Номер варіанту	Електродвигун						
	Серія і типорозмір	Конструк- тивне ви- конання	$P_{дн}$ , кВт	$n_{дн}$ , $\frac{об}{хв}$	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Маса, кг	Віднос- на вартість
1	4A160S2 У3	на лапах	15,0	2940	1,4	130	1,0
2	4A160S2 У3			1465	1,4	135	1,0
3	4A160M6 У3			975	1,2	160	1,4
4	4A180M8 У3			730	1,2	160	1,7

Аналіз даних показує, що умова запуску електродвигуна під навантаженням ( $P_{дн} \frac{T_{пуск}}{T_{ном}} \geq P_{дмах}$ ) виконується для варіантів 1 і 2. Доцільно вибрати двигун з меншою масою, тобто варіант 1.

### 5.6. Визначення передаточного числа редуктора і його розподіл між ступеннями

Для прикладу, який розглядається, передаточне число редуктора і його розподіл визначається наступним чином.



Передаточне число приводу

$$u_{np} = \frac{n_{дн}}{n_p} = \frac{2940}{50,9} = 57,76.$$

Передаточне число пасової передачі приймається рівним  $u_{нас} = 3,0$ ; тоді передаточне число редуктора буде рівнятися

$$u_{ред} = \frac{u_{np}}{u_{нас}} = \frac{57,76}{3,0} = 19,25.$$

Для двохступневих редукторів за розгорнутою схемою розподіл передаточного числа виконується за формулами (2.17) та (2.19)

$$u_1 = 0,94 \sqrt[3]{u_{ред}^2} = 0,94 \cdot \sqrt[3]{19,25^2} = 6,75;$$

$$u_2 = \frac{u_{ред}}{u_1} = \frac{19,25}{6,75} = 2,85.$$

Передаточні числа зубчастих передач округляються до найближчого значення з єдиного стандартного ряду (Додаток Д5). Приймається:  $u_1 = 6,3$  та  $u_2 = 2,8$ . Тоді передаточне число редуктора буде рівним  $u_{ред} = u_1 u_2 = 6,3 \cdot 2,8 = 17,64$ , а передаточне число приводу стане рівним  $u'_{np} = u_{нас} u_{ред} = 3,0 \cdot 17,64 = 52,92$ . В порівнянні з попереднім значенням (57,76) різниця складає 8,4%, що більше припустимих по ТЗ 6%. В зв'язку з цим, доцільно прийняти нове значення передаточного

числа пасової передачі:  $u_{нас} = \frac{u_{np}}{u_{ред}} = \frac{57,76}{17,64} = 3,27$ .

### 5.7. Вибір типу передач редуктора

Для прикладу, що розглядається, на підставі рекомендацій п. 2.7 можна прийняти: на першому ступню – передачу косозубу, на другому – прямозубу.

### 5.8. Вихідні дані для розрахунків передач приводу

Стосовно схеми приводу на рис. 5.1 час експлуатації приводу становить (формула 3.1)

$$L_h = L t_p z t_{зм} K_z = 2 \cdot 365 \cdot 1 \cdot 8 \cdot 0,48 = 2803 \text{ годин.}$$

Режим роботи приводу приймається нереверсивним.

Навантажувально-кінематичні параметри на відповідних валах визначаються у такому порядку.

Вал електродвигуна (вал  $\delta$ )

$$P_{\delta \max} = 18,56 \text{ кВт},$$

$$n_{\delta H} = 2940 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_{\delta} = \frac{P_{\delta \max}}{\frac{\pi n_{\delta H}}{30}} = \frac{18,56 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 2940}{30}} = 61,28 \text{ Нм}.$$

Швидкохідний вал редуктора (вал  $I$ )

$$n_I = \frac{n_{\delta H}}{u_{\text{нас}}} = \frac{2940}{3,27} = 899,1 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_I = T_{\delta} u_{\text{нп}} \eta_{\text{нас}} \eta_{\text{уш}} \eta_{\text{коч}} = 61,28 \cdot 3,27 \cdot 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 186,68 \text{ Нм},$$

кількість циклів дії моменту  $T_{I \max}$  на валу  $I$

$$N_{1I} = 60 n_I L_h l_1 = 60 \cdot 899,1 \cdot 2803 \cdot 0,1 = 15\,127\,800 \text{ циклів}.$$

Оскільки  $N_{1I} > 50000$ , то  $T_{\text{ном}I} = T_I = 186,68 \text{ Нм}$  і розрахунки на короткочасні перевантаження виконувати не треба.

Проміжний вал редуктора (вал  $II$ )

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_1} = \frac{899,1}{6,3} = 142,7 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_{II} = T_I u_1 \eta_{\text{зц}} \eta_{\text{коч}} = 186,68 \cdot 6,3 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1118 \text{ Нм},$$

кількість циклів дії моменту  $T_{II \max}$  на валу  $II$

$$N_{1II} = \frac{N_{1I}}{u_1} = \frac{15\,127\,800}{6,3} = 2\,401\,200 \text{ циклів}.$$

Оскільки  $N_{1II} > 50000$ , то  $T_{\text{ном}II} = T_{II} = 1118 \text{ Нм}$  і розрахунки на короткочасні перевантаження виконувати не треба.

### Тихохідний вал редуктора (вал III)

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_2} = \frac{142,7}{2,8} = 51,0 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_{III} = T_{II} u_2 \eta_{зц} \eta_{коч} = 1118 \cdot 2,8 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2975 \text{ Нм},$$

кількість циклів дії моменту  $T_{III\max}$  на валу III

$$N_{1III} = \frac{N_{1II}}{u_2} = \frac{2\,401\,200}{2,8} = 857\,600 \text{ циклів}.$$

Оскільки  $N_{1III} > 50000$ , то  $T_{номIII} = T_{III} = 2857 \text{ Нм}$  і розрахунки на короткочасні перевантаження виконувати не треба.

З метою перевірки правильності розрахунків доцільно визначити навантажувально-кінематичні параметри на валу робочого органа і порівняти їх зі значеннями, отриманими в п. 5.3 та 5.4 (тобто:

$$P_{p\max} = 15 \text{ кВт}, \quad \omega_p = 5,33 \frac{1}{\text{с}}, \quad n_p = 50,9 \frac{\text{об}}{\text{хв}}, \quad T_{p\max} = 2812 \text{ Нм})$$

$$P_{p\max} = P_{III} \eta_{уц} \eta_m \eta_{коч} = 15,29 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 14,69 \text{ кВт}$$

$$n_p = n_{III} = 51,0 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

$$T_{p\max} = T_{III} \eta_y \eta_m \eta_{коч} = 2975 \cdot 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 2857 \text{ Нм}.$$

Порівняння показує значну збіжність результатів, що свідчить про правильність виконаних розрахунків.

### **5.9. Результати визначення вихідних даних для розрахунків передач приводу**

Ступінь	Клинопасова передача	Швидкохідна	Тихохідна
Передаточне число	3,27	6,3	2,8
Тип передачі	-	косозуба	прямозуба
Режим роботи приводу	Нереверсивний		
Вимоги до габаритів приводу	Жорсткі		
Тип виробництва	Серійне		

### Навантажувально-кінематичні параметри приводу

Вал	Потужність, $P$ кВт	Частота обертання, $n$ об/хв	Обертальний момент, $T$ Нм	
			Максимальний	Номінальний
$\partial$	18,56	2940	61,3	61,3
$I$	16,93	899,1	186,7	186,7
$II$	16,09	142,7	1118	1118
$III$	15,29	51,0	2975	2975
$p$	14,69	51,0	2857	2857

### Технічна характеристика електродвигуна

Серія і типорозмір	Конструктивне виконання	$P_{дн}$ , кВт	$n_{дн}$ , об/хв	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Маса, кг
4A160S2 У3	На лапах	15,0	2940	1,4	130

### Розміри електродвигуна

Серія і типороз- мір	Габаритні розміри, мм			Установчі та приєднувальні розміри, мм							
	$L$	$H$	$D$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$d$	$d_1$	$b$	$h$	$h_1$
4A160S2 У3	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160	18

## 6. КОМП'ЮТЕРНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИБОРУ ЕЛЕКТРОДВИГУНА

За звичай при розробці конструкції машини конструктор виконує кілька варіантів з тим, щоб вибрати оптимальний варіант. Але це потребує багато часу. Тому для вирішення цієї проблеми доцільно вживати комп'ютерні технології. Стосовно вибору електродвигуна приводу машини можна проаналізувати відносний вплив швидкості обертання ротору електродвигуна (п. 5.5) на масу або вартість приводу, подібного до того, який проектується згідно з ТЗ. Для цього можна використати комп'ютерну програму "Привод-6".

### 6.1. Основні відомості про програму "Привод-6"

Навчальна прикладна програма "Привод-6", яка розроблена на кафедрі "Основи проектування машин" ДонНТУ, призначена для реалізації алгоритму проектних розрахунків основних параметрів вузлів приводу та вибору з баз даних стандартних модулів з відповідною перевіркою умов їх працездатності. Програма дозволяє розробити та проаналізувати 6 варіантів конструкцій приводу і при цьому суттєво зменшити час їх розробки. З огляду на навчальний характер програмного продукту право вибору оптимального рішення надано не програмі, а безпосередньо користувачу.

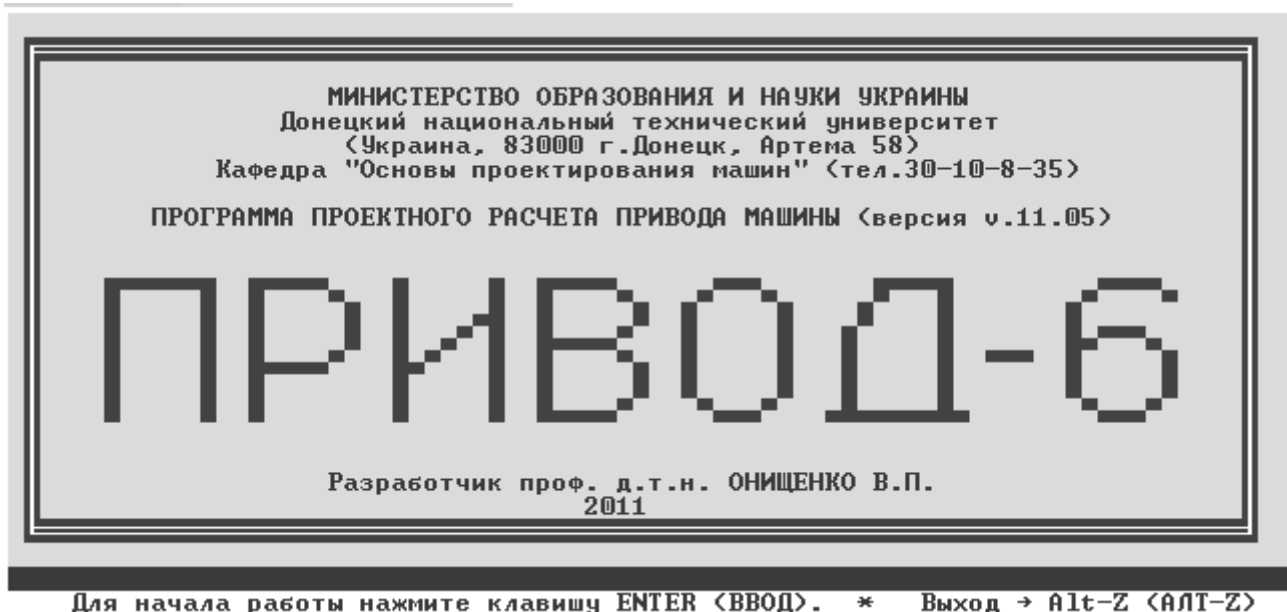


Рисунок 6.1 – Заставка програми "Привод – 6"

Робота з програмою зводиться до вибору і введення відповідних команд з клавіатури. Результати розрахунків подаються на екрані монітора в текстовому або графічному вигляді.

Першою командою в списку команд меню завжди стоїть команда повернення до виконання попереднього етапу програми. У такий спосіб можна поетапно повернутися від кінця програми до її початку - тексту завдання на проектування.

Останньою командою в меню команд є команда "Выход из программы". При відданні такої команди обов'язково з'явиться запит на підтвердження цього рішення. І тільки при повторному підтвердженні відбудеться повернення до заставки з титрами програми "Привод-6" з обнулінням усіх вхідних даних і результатів розрахунку.

При необхідності в довідковому рядку з'являється інформація, що допомагає зробити правильний вибір.

У випадку прийняття неправильних рішень на екран у спеціальному вікні видається відповідна інформація в залежності від ступеня впливу помилки на наступні розрахунки.

При серйозних помилках, неприпустимих для подальшої роботи програми, інформаційне вікно з'являється з титром "Ошибка!" і його поява супроводжується тривожним звуковим сигналом. Повідомляється про самий факт помилки і даються рекомендації що до її усунення. До усунення причини цієї помилки подальша робота програми неможлива.

При помилках не критичних для роботи приводу (наприклад - при необхідній потужності двигуна  $5.1 \text{ кВт}$  прийнято двигун з номінальною потужністю  $7 \text{ кВт}$ ) інформаційне вікно з'являється з титрами "Внимание!" і без звукового супроводу. Як правило це випадки, коли робота приводу можлива, але буде неекономічною. Якщо є необхідність у прийнятті такого рішення, необхідно підтвердити, що воно прийнято свідомо.

У випадку неочевидності в ухваленні рішення необхідно переходити до команди "Запрос о помощи".

## **6.2. Отримання завдання на проектування приводу і введення вихідних даних**

Першим кроком є запуск програми за допомогою двократного натискання мишкою відповідної піктограми на робочому столі комп'ютера. Подальша робота виконується за допомогою підказок, які

поступово з'являються на самому нижчому текстовому рядку.

Програма "Привод-6" передбачає два режими отримання завдання на проектування приводу:

- завдання на проектування готується програмою "Привод-6";
- введення даних отриманого технічного завдання і результатів виконання п. 5.3.

У першому випадку необхідно перевести клавіатуру на російський шрифт і ввести два текстових параметри - шифр академічної групи і прізвище студента. Програма "Привод-6" готує завдання на проектування, користуючись літерами прізвища як кодом доступу до баз вихідних даних.

У другому випадку ті ж самі дані, які перелічені в тексті завдання на проектування приводу для попереднього випадку, вводяться з клавіатури.

У процесі роботи з програмою варто записувати в зошит номери і назви етапів виконання, а також причини з яких той чи інший типорозмір модулю приводу не може бути реалізований для умов конкретного завдання. Крім того, треба мати на увазі, що записи потрібно робити тільки при наявності на екрані дисплея прямих вказівок (наприклад: "Запишіте в таблицю результати вибору електродвигателя").

### **6.3. Послідовність роботи з програмою "Привод-6"**

**Етап № 1. Вибір кінематичної схеми приводу.** Спочатку треба визначити максимальне значення обертового моменту, який буде діяти на валу робочого органу машини в залежності від номінального моменту  $T_{pmax}$  (п. 5.3) і коефіцієнту перенавантаження  $K_n$  (при відсутності в ТЗ значення коефіцієнту  $K_n$  можна приймати  $K_n=1$ )

$$T_p = T_{pmax} K_n. \quad (6.1)$$

При виборі кінематичної схеми приводу треба забезпечити виконання умови, щоб значення  $T_{pmax}$  не перевищувало максимальний обертовий момент, що може передаватися редуктором приводу (ці значення приведені під схемами приводів на рис. 6.2). Після вибору кінематичної схеми приводу натискається клавіша "Enter" і на екрані з'явиться зображення прийнятої схеми приводу.

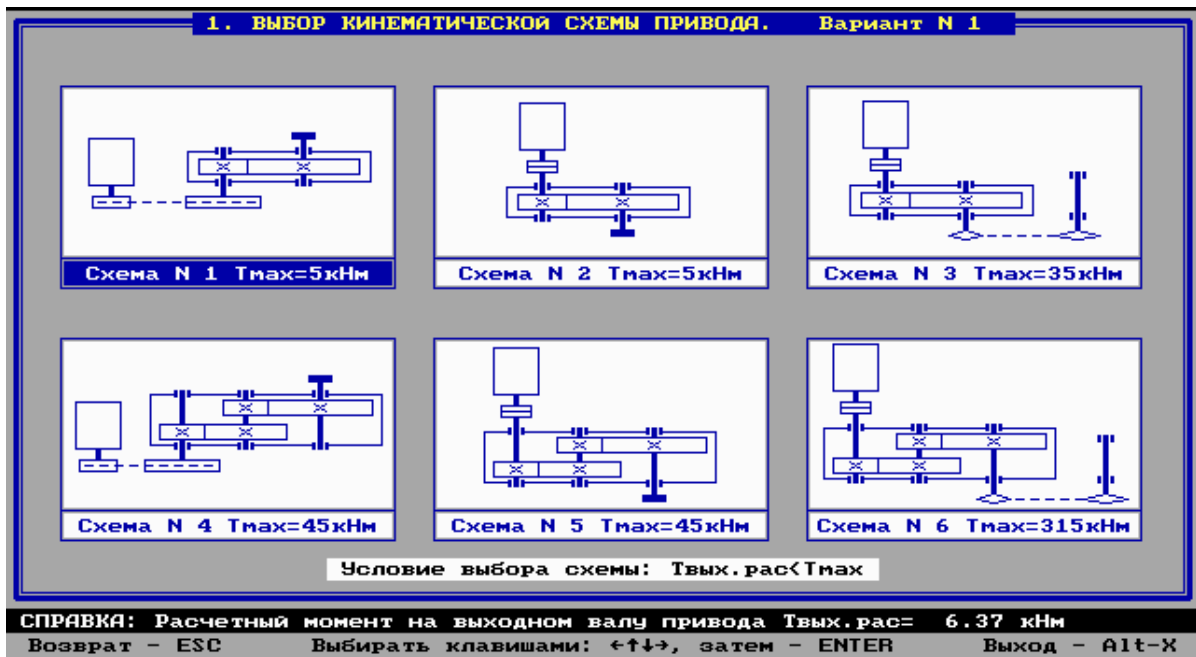


Рисунок 6.1 - Вибір кінематичної схеми приводу

**Етап №2. Вибір електродвигуна.** Цей етап розбито на чотири кроки.

2.1. Визначення коефіцієнта корисної дії передач приводу. Дозволяє вибрати відповідні значення ККД передач приводу в залежності від ступеня забруднення навколишнього середовища. Цей ступінь є в завданні і, крім того для зручності, вказується у довідковому рядку.

2.2. Визначення необхідного значення потужності двигуна. Наочно демонструє процес обчислення необхідної потужності електродвигуна у функції максимально можливого моменту.

2.3. Вибір значення номінальної потужності двигуна. Дозволяє вибрати номінальне значення потужності двигуна з ряду стандартних значень потужностей двигунів серії 4А. При цьому потрібно виконати умову, щоб номінальна потужність двигуна була більше необхідного значення, знайденого в п.2.2.

2.4. Вибір номінального значення частоти обертання ротора електродвигуна. Забезпечує можливість вибору номінальної частоти обертання ротора. Для кінематичних схем приводу з одноступінчатим редуктором (передаточні числа якого знаходяться в межах 2,0 ... 6,3) рекомендується приймати тихохідні двигуни - 700...1000 об/хв, а для схем з двоступеневими редукторами (передаточні числа яких знаходяться в діапазоні 8...50) можна рекомендувати швидкохідні двигуни - 1400...3000 об/хв.



Параметри вибраного електродвигуна заносяться в таблицю варіантів розрахунку приводу. Номер варіанту вказується на моніторі в заголовку кожної відеосторінки після назви етапу.

**Етап № 3.** *Визначення необхідного значення передаточного числа приводу.* Передаточне число приводу визначається через кутову швидкість вала робочого органу  $\omega_p$  (приведена у завданні на проектування) і кутову швидкість ротора електродвигуна  $\omega_{дв}$

$$u_{пр} = \frac{\omega_{дв}}{\omega_{ро}}. \quad (6.2)$$

В свою чергу, передаточне число приводу забезпечується комплексом послідовно з'єднаних передач (зубчастих -  $u_{ред}$ , пасової -  $u_{нас}$  або ланцюгової  $u_{лан}$ )

$$u_{пр} = u_{ред} \cdot u_{нас}, \quad (6.3)$$

або

$$u_{пр} = u_{ред} \cdot u_{лан}. \quad (6.4)$$

Оскільки відповідно до технічного завдання на проектування редуктор повинен бути стандартизованим, то задача реалізації передаточного числа приводу зводиться до вибору редуктора з бібліотеки стандартизованих редукторів з наступним визначенням необхідних параметрів пасової або ланцюгової передачі.

**Етап № 4.** *Вибір стандартного редуктора.* Цей етап складається з двох кроків.

4.1 - Вибір типу редуктора. Виконується безпосередній вибір типу редуктора за умовою, щоб номінальний обертальний момент на вихідному валі, що тривалий час може передавати редуктор, був не менше розрахункового значення обертального моменту, що діє при роботі приводу.

4.2 - Вибір передаточного числа редуктора. Кожен тип редуктора може реалізувати 6...14 різних значень передаточних чисел. Орієнтовно можна рекомендувати прийняти, щоб передаточне число редуктора складало (20...50)% від передаточного числа приводу (значення якого приведені у довідковому рядку). Якщо передаточне число редуктора не входить у зазначені межі, варто прийняти найближче до цих меж значення.

Примітка. Для схем приводів за номерами 2, 3, 5 і 6 зміст і назва етапів трохи змінюються. Етап №4 буде називатися "Вибір

стандартного редуктора і муфти”. У етапі 4.1 виконується не тільки “Вибір типу редуктора” але і “Вибір передаточного числа редуктора”. У етапі 4.3 виконується “Вибір типу пружної пальцевої муфти”.

Параметри прийнятого редуктора та муфти заносяться у таблицю варіантів розрахунку привода.

#### **Етап N 5. Розрахунок клинопасової (ланцюгової) передачі.**

Цей етап розбито на кілька кроків.

##### **5.1. Визначення передаточного числа пасової передачі.**

Передаточне число пасової (ланцюгової) передачі визначається як відношення передаточного числа привода до передаточного числа редуктора. Значення передаточного числа пасової (ланцюгової) передачі повинне знаходитися в обумовлених границях, при виході за які даються рекомендації, виконання яких дозволить одержати передаточне число в потрібних межах. При виконанні рекомендації: "Залишити отримане значення" можна одержати передаточне число пасової передачі 1 до 6, але не більш 10.

##### **5.2. Вибір параметрів пасової передачі.**

За значеннями необхідної потужності двигуна і кутової швидкості ротора двигуна (ведучого шків передачі) програма визначає параметри пасової передачі для 7-ми типів пасів (О, А, Б, В, Г, Д, Е) і 4-х значеннях діаметра ведучого шків, починаючи з мінімального. Параметри передачі представлені у вигляді дворівневого меню - для кожного типу паса даються наступні параметри: число пасів, діаметри шківів, міжосьова відстань, передаточне число, ширина шків.

При виборі параметрів пасової передачі варто забезпечити виконання двох умов: число пасів не повинно бути більше 8 і діаметр більшого шків повинен бути порівняним з висотою двигуна і редуктора (ці значення даються в довідковому рядку). Міжосьова відстань визначається як мінімально припустима для клинопасових передач з наступним відповідним збільшенням, якщо число пробігів паса в секунду перевищує 10. Параметри передачі не визначаються, якщо швидкість паса перевищує припустиме значення і якщо діаметр більшого шків перевищує 4 м. При цьому замість параметрів передачі видається відповідна інформація. Якщо відсутній рядок з числом пасів менш 9, то слід перейти до рядка: "Запрос о помощи" і виконати запропоновані рекомендації.

### 5.3. Вибір параметрів ланцюгової передачі.

Вибір параметрів ланцюгової передачі виконується за умовою, щоб номінальний обертальний момент на вихідному валі, що тривалий час може передавати редуктор, був не менше номінального значення обертального моменту, що може передати ланцюгова передача при швидкості ланцюга менше ніж 15 м/с.

Крім того, діаметр ведучої зірки мусить бути принаймні в 1,5 рази більшим за діаметр вихідного валу редуктора, а діаметр веденої зірки повинен бути одного порядку з висотою редуктора і двигуна.

Параметри пасової (ланцюгової) передачі заносяться в таблицю варіантів розрахунку привода.

**Етап № 6.** *Визначення кутової швидкості вихідного валу приводу.* На підставі отриманих значень передаточних чисел визначається фактичне значення швидкості вихідного валу приводу (тобто валу робочого органу). У зв'язку з застосуванням стандартизованого редуктора і стандартизованих значень діаметрів шківів пасової (ланцюгової) передачі кутова швидкість вихідного вала приводу буде відрізнятися від заданої, але це відхилення не повинне перевищувати значення, приведенного в завданні на проектування (це значення висвічується в довідковому рядку).

При спробі продовжити роботу програми, якщо відхилення кутової швидкості вихідного вала приводу перевищують припустиме значення, відбувається зупинка програми і даються рекомендації зменшенню цього відхилення.

**Етап № 7.** *Ескізне компоновання приводу.* Ескіз конструкції приводу зображується на екрані в масштабі, обумовленому розмірами приводу і розмірами поля екрана, відведеного для зображення ескізного компоновання приводу. Крім того, на екрані приводяться значення основних параметрів привода даного варіанта розрахунку.

**Етап № 8.** *Заповнення таблиці варіантів параметрів приводу.* Після команди на включення варіанта в таблицю на екрані з'явиться таблиця варіантів з основними параметрами приводу. При цьому, якщо ведений шків буде виходити за площину подошви рами приводу, буде дане відповідне попередження, а номер цього варіанта в таблиці буде позначений знаком \*.

Потім варто перейти до розрахунку нового варіанта. При цьому буде запропоновані чотири можливих шляхи внесення змін у розрахований варіант.

Вибір шляху внесення змін від варіанта до варіанта варто вести цілеспрямовано, домагаючись мінімального значення параметра оптимізації, приведеного в завданні на проектування і висвітленого в довідковому рядку. Для надійного вибору оптимального варіанта варто накопичити в таблиці 3...6 варіантів. Доцільно простежити, як кожна зі змін позначається на величині параметра оптимізації.

**Етап N 9. Аналіз варіантів розрахунку приводу.** Після заповнення таблиці або вичерпання можливих шляхів внесення змін варто припинити розрахунки і перейти до аналізу таблиці варіантів розрахунку. При цьому на екрані з'явиться таблиця з накопиченими варіантами розрахунку приводу, яка представлена у формі меню, що дозволяє за допомогою курсору (контрастно виділений рядок) вибрати оптимальний варіант. Оптимальним слід вважати варіант із мінімальним значенням параметра оптимізації. У випадку, якщо мінімальне значення параметра оптимізації має місце в кількох варіантах, перевагу варто віддати варіанту з мінімальною вартістю.

Після вибору оптимального варіанта на екрані з'явиться зображення ескізного компоновання приводу цього варіанта і технічна характеристика приводу. Варто звірити ці дані з занесеними раніше в бланк при заповненні таблиці варіантів. При сумніві в правильності вибору оптимального варіанта можна повернутися до аналізу таблиці варіантів і вибрати інший варіант.

#### **6.4. Приклад комп'ютерного аналізу результатів вибору електродвигуна**

За допомогою програми "Привод-6" виконано відносний комп'ютерний аналіз чотирьох варіантів електродвигунів, вибраних у розділі 5.5:  $n_{дн1} = 2940 \text{ об/хв}$ ,  $n_{дн2} = 1465 \text{ об/хв}$ ,  $n_{дн3} = 975 \text{ об/хв}$ ,  $n_{дн4} = 735 \text{ об/хв}$ . Критерієм раціональності вибору двигуна було обрано вартість приводу. Вихідні дані були прийняті за даними, наведеними на рис. 5.1.

Після уведення вихідних даних по другому варіанту, програмою "Привод-6" було отримано "Технічне Завдання" на проектування приводу, яке представлено на рис.6.2.

З бази даних програми «Привод-6» було вибрано кінематичну схему приводу за номером 4 (рис. 6.2), як найбільш подібну до схеми на рис 5.2.

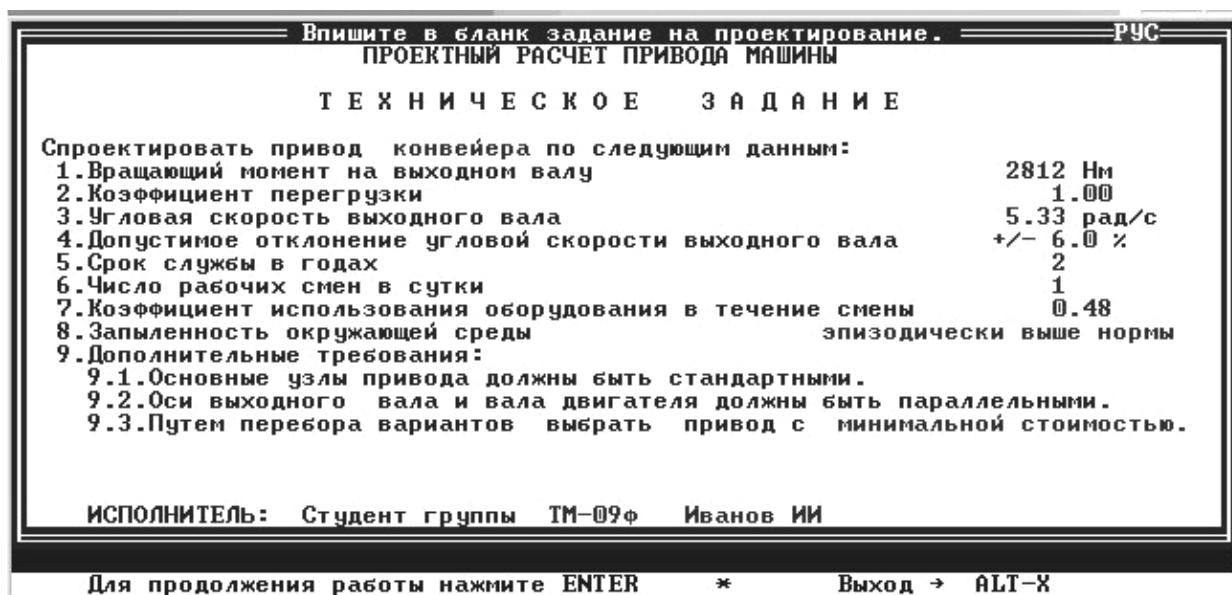


Рисунок 6.2 – Технічне завдання на проектування приводу

Для каждого з варіантів частоти обертання двигуна були підібрані відповідні редуктори і розрахована плоско пасова передача. Результати розрахунків зведені у таблицю варіантів розрахунку приводу (рис. 6.3).

9. АНАЛИЗ ТАБЛИЦЫ ВАРИАНТОВ РАСЧЕТА ПРИВОДА. РУС

Вар. N	Схема	n дв. ном.	Уприв	Уред	Стоим. прив. (грн)
1	4	2940	57.96	20.00	7 381
2	4	1465	28.98	16.00	6 976
3	4	975	20.21	12.50	7 918
4	4	735	14.58	10.00	8 674

\* - Вариант, в котором шкив D2рем выходит за подошву рамы привода.

СПРАВКА: По заданию необходимо спроектировать привод с минимальной стоимостью.  
 Выбирать клавишами с ↑↓, затем ENTER.

Рисунок 6.3 - Таблица варіантів розрахунку приводу

Найбільш економічним виявився варіант 2, технічні характеристики якого представлені на рис. 6.4.

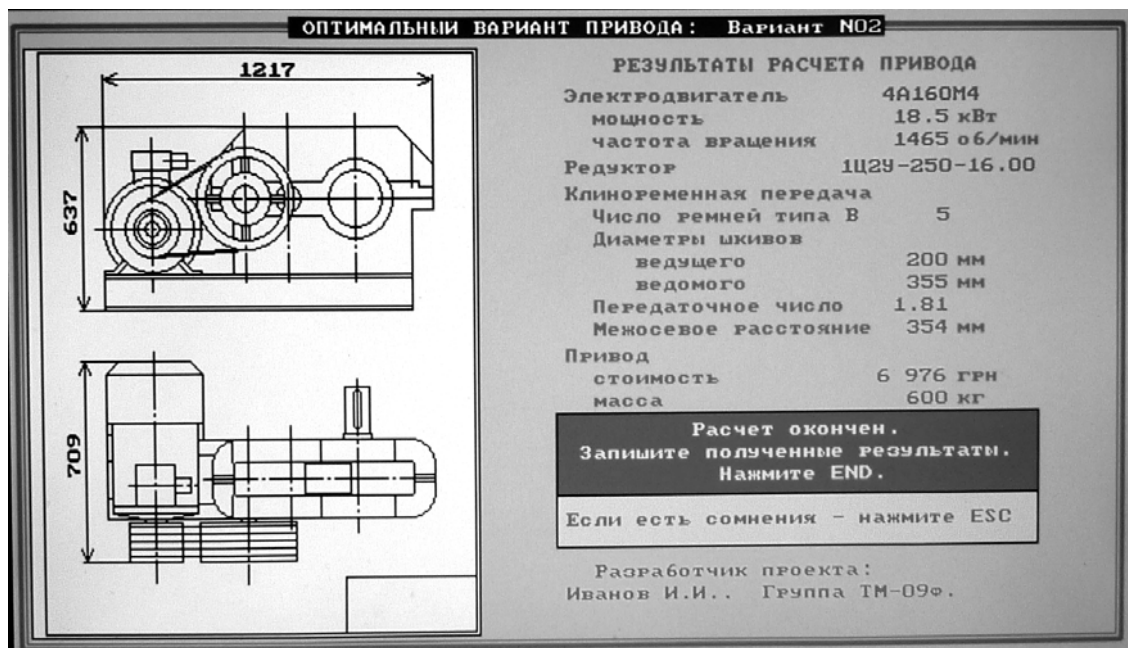


Рисунок 6.4 – Оптимальный вариант привода

Результати розрахунків підтверджують приведену вище тезу про ефективність вибору двигуна з більшою швидкістю обертання ротора.

## РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей маши: Учеб. пособ. для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., Перераб и доп. – М.: Высшая школа, 2001. – 447с.
2. Иванов М.Н. и Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебное пособие студентов машиностроительных специальностей вузов. М.: Высшая школа, 1975. – 550с.
3. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: Підручник для студ. вузів. – Львів.: Вища шк., 2003. – 560с.
4. Решетов Д. Н. Детали машин: Учеб. для студ. машиностр. и мех. спец. вузов. 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496с.

Кінематичні схеми редукторів

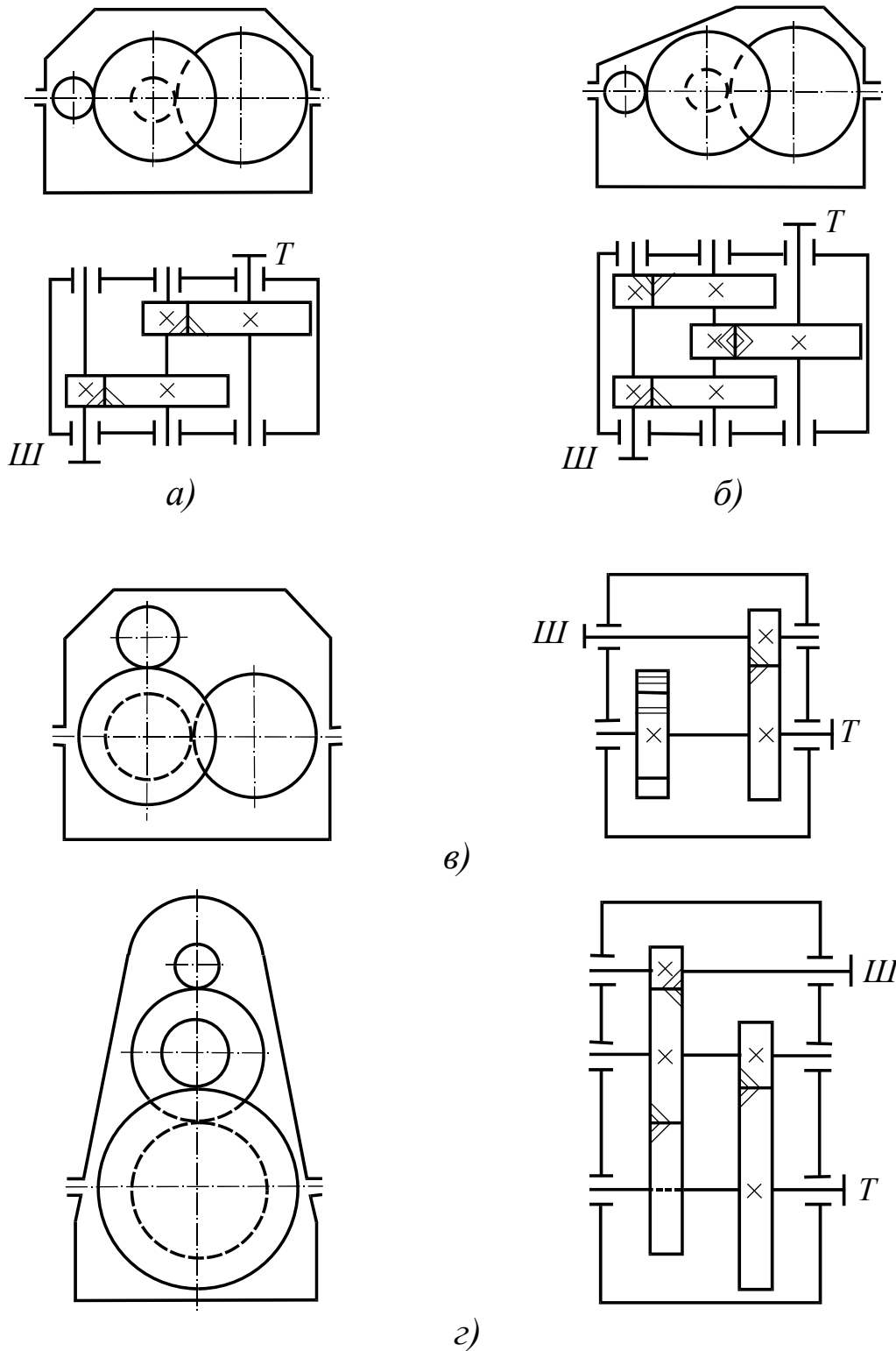
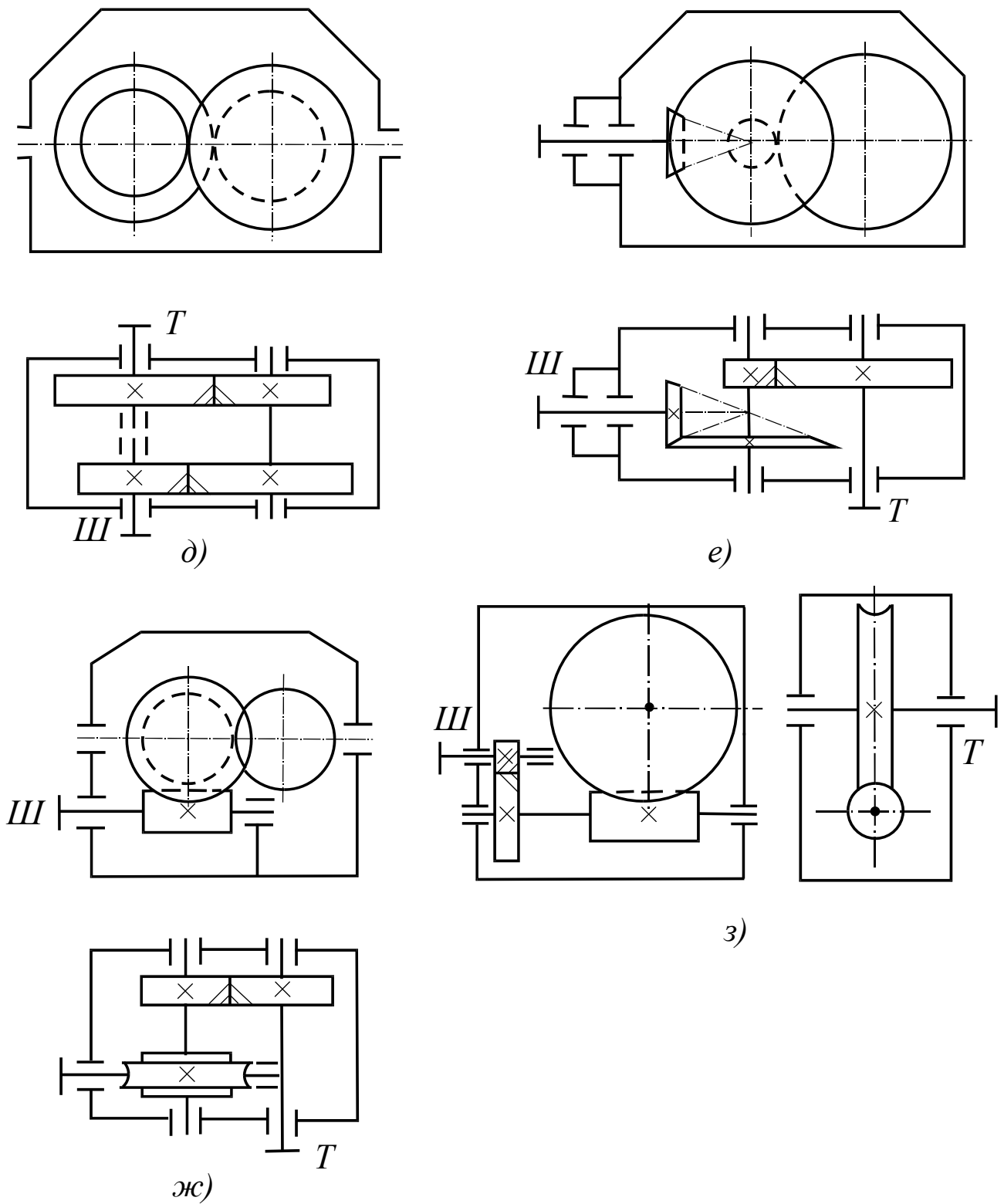


Рисунок Д1.1. Кінематичні схеми двоступеневих редукторів  
(Ш – швидкохідний вал, Т – тихохідний вал)

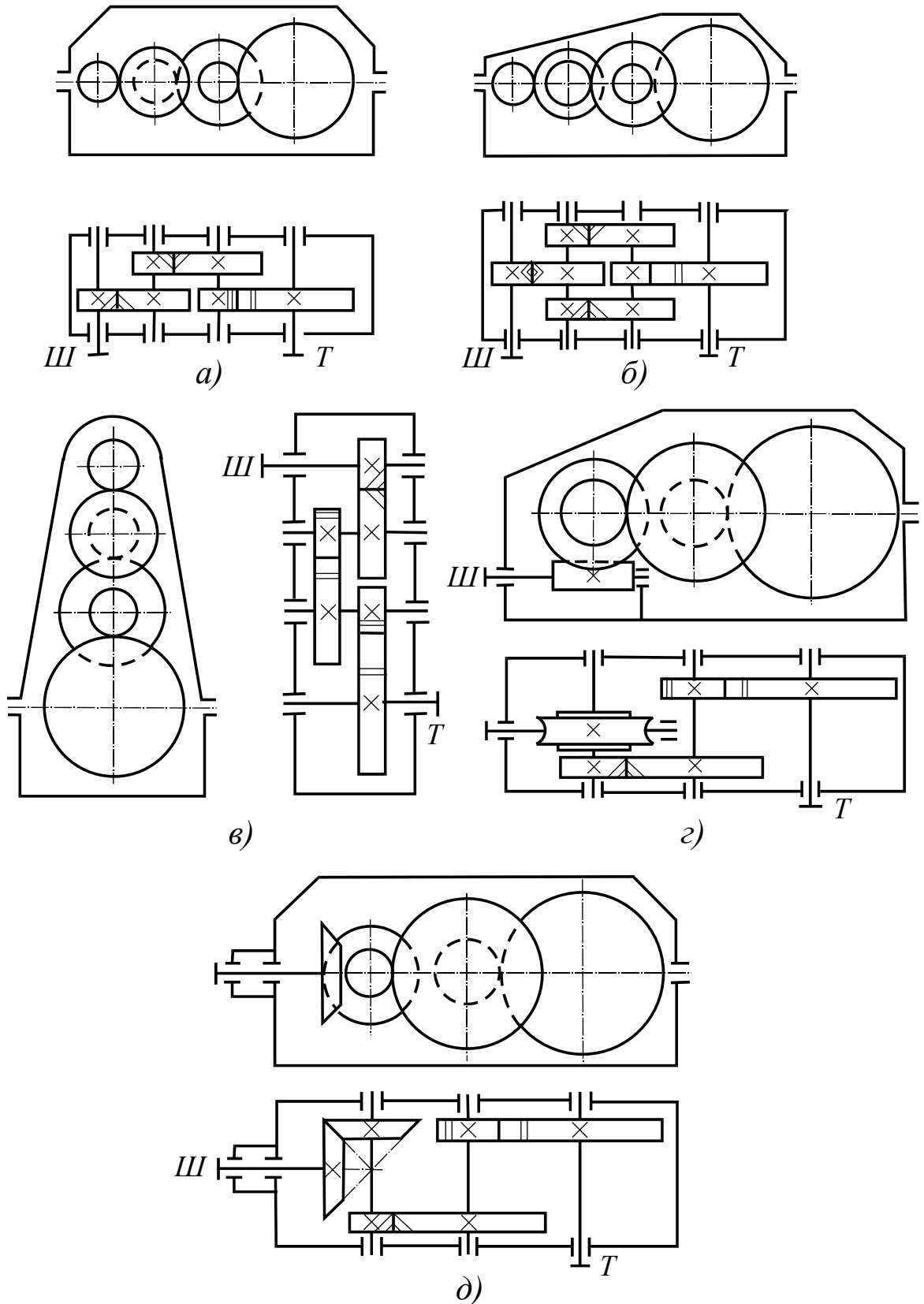
- а) – розгорнута схема, б) – розгорнута схема з роздвоєним першим ступенем,  
в) – вертикально-горизонтальний редуктор, г) – вертикальний редуктор

Додаток Д1 (продовження)



**Рисунок Д1.2.** Кінематичні схеми двоступеневих редукторів  
 (Ш – швидкохідний вал, Т – тихохідний вал)  
 д) співвісний редуктор, е) конічно-циліндричний редуктор, ж) черв'ячно-циліндричний редуктор, з) циліндрично-черв'ячний редуктор


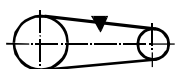




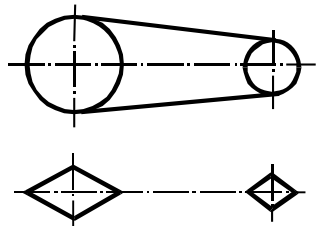
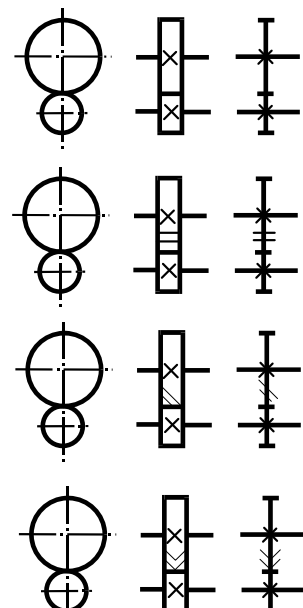
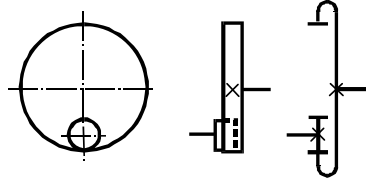
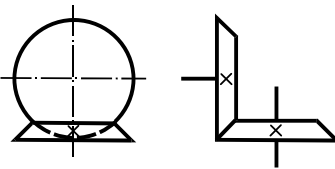
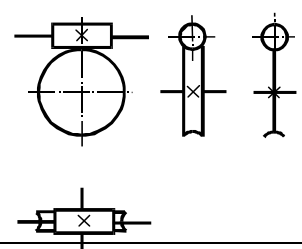
**Рисунок Д1.3.** Кінематичні схеми трьохступеневих редукторів  
(Ш – швидкохідний вал, Т – тихохідний вал)

- а) розгорнута схема, б) розгорнута схема з роздвоєним другим ступенем,  
в) вертикальний редуктор, г) черв'ячно-циліндричний редуктор,  
д) конічно-циліндричний редуктор

## Умовні позначки елементів кінематичних схем (ГОСТ 2.770-68)

Елемент кінематичної схеми	Умовне позначення
1	2
<p><b>Електродвигун</b></p> <p><b>Вал, вісь</b></p>	 
<p><b>З'єднання двох валів</b></p> <p>Глухе</p> <p>Пружною муфтою</p> <p>Зубчастою муфтою</p> <p><b>З'єднання деталі з валом</b></p> <p>Вільне при обертанні</p> <p>Глухе (нерухоме)</p>	      
<p><b>Підшипники кочення</b></p> <p>Радіальний кульковий</p> <p>Радіальний роликовий</p> <p>Радіально - упорний кульковий</p> <p>Радіально - упорний роликовий</p> <p>Радіально - сферичний кульковий</p> <p>Радіально - сферичний роликовий</p> <p>Упорний кульковий</p> <p>Упорний роликовий</p>	       
<p><b>Плоскопасові передачі</b></p> <p><b>Клинопасові передачі</b></p>	   

Додаток Д2 (продовження)

Елемент кінематичної схеми	Умовне позначення
1	2
<p><b>Ланцюгові передачі</b></p>	
<p><b>Зубчасті циліндричні передачі зовнішнього зачеплення</b></p> <p>Загальне позначення без уточнення типу зубців</p> <p>Те ж із прямими зубцями</p> <p>Те ж із косими зубцями</p> <p>Те ж із шевронними зубцями</p>	
<p><b>Зубчасті циліндричні передачі внутрішнього зачеплення</b> (загальне позначення без уточнення типу зубців)</p>	
<p><b>Зубчасті конічні передачі</b></p> <p>Загальне позначення без уточнення типу зубців</p>	
<p><b>Черв'ячні передачі</b></p>	

**Орієнтовні значення коефіцієнтів корисної дії  $\eta_j$   
та передатного числа складових приводу  $u_i$**

Складова приводу		$\eta_j$		Значення $u_i$	
		позна- чка	значення	оптимальні	припустимі
<b>Передачі закриті з рідким мастилом (без обліку втрат у підшипниках)</b>					
зубчаста циліндрична		$\eta_{зц}$	0,98	2...6	7...9
зубчаста конічна		$\eta_{зк}$	0,97	2...4	6
<b>Передачі відкриті</b>					
зубчаста циліндрична		$\eta_{зц}$	0,96	3...6	12
зубчаста конічна		$\eta_{зк}$	0,95	2...4	6
ланцюгова		$\eta_{лан}$	0,92	2...3	8
пасова		$\eta_{пас}$	0,95	2...3	6
<b>Черв'ячні передачі</b>					
Тип	Число захо- дів черв'яка				
Само- гальмуюча	1	$\eta_{ч}$	0,60	50...80	120
	1		0,70	31...40	
Несамо- гальмуюча	2		0,80	16...25	
	4		0,90	8...12	
Підшипники кочення (пара)		$\eta_{коч}$	0,99		
Контактне ущільнення на валу		$\eta_{ущ}$	0,99		
Муфта компенсуюча		$\eta_{м}$	0,98		

## Типи і основні параметри електродвигунів серії 4А

Д4.1. Технічні характеристики закритих асинхронних електродвигунів, що обдуваються, серії 4А з короткозамкненим ротором (ГОСТ 19523-81)

Номінальна потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	Маса, кг	Типорозмір
1	2	3	4	5
1,1	2810	2,0	15,1	4А 71В2 У3
	1420	2,0	17,4	4А 80А4 У3
	920	2,0	20,4	4А 80В6 У3
	700	1,6	28,7	4А 90ЛВ8 У3
1,5	2850	2,0	17,4	4А 80А2 У3
	1415	2,0	20,4	4А 80В4 У3
	935	2,0	28,7	4А 90Л6 У3
	700	1,6	42,0	4А 100Л8 У3
2,2	2850	2,0	20,4	4А 80В2 У3
	1425	2,0	28,7	4А 90Л4 У3
	950	2,0	42,0	4А 100Л6 У3
	700	1,8	56,0	4А 112МА8 У3
3,0	2840	2,0	28,7	4А 90Л2 У3
	1435	2,0	36,0	4А 100S4 У3
	955	2,0	56,0	4А 112МА6 У3
	700	1,8	56,0	4А 112МВ8 У3
4,0	2880	2,0	36,0	4А 100S2 У3
	1430	2,0	42,0	4А 100Л4 У3
	950	2,0	56,0	4А 112МВ6 У3
	720	1,8	77,0	4А 132S8 У3
5,5	2880	2,0	42,0	4А 100Л2 У3
	1445	2,0	56,0	4А 112М4 У3
	965	2,0	77,0	4А 132S6 У3
	720	1,8	93,0	4А 132М8 У3

**Додаток Д4.1 (продовження 1)**

1	2	3	4	5
7,5	2900	2,0	56	4A 112M2 Y3
	1455	2,0	77	4A 132S4 Y3
	970	2,0	93	4A 132M6 Y3
	730	1,4	135	4A 160S8 Y3
11,0	2900	1,6	93	4A 132M2 Y3
	1460	2,0	93	4A 132M4 Y3
	975	1,2	135	4A 160S6 Y3
	730	1,4	160	4A 160M8 Y3
15,0	2940	1,4	130	4A 160S2 Y3
	1465	1,4	135	4A 160S4 Y3
	975	1,2	160	4A 160M6 Y3
	730	1,2	160	4A 180M8 Y3
18,5	2940	1,4	145	4A 160M2 Y3
	1465	1,4	160	4A 160M4 Y3
	975	1,2	195	4A 180M6 Y3
	735	1,2	270	4A 200M8 Y3
22,0	2945	1,4	165	4A 180S2 Y3
	1470	1,4	175	4A 180S4 Y3
	975	1,2	270	4A 200M6 Y3
	730	1,2	310	4A 200L8 Y3
30,0	2945	1,4	185	4A 180M2 Y3
	1470	1,4	195	4A 180M4 Y3
	930	1,2	310	4A 200L6 Y3
	735	1,2	335	4A 225M8 Y3
37,0	2945	1,4	255	4A 200M2 Y3
	1475	1,4	270	4A 200M4 Y3
	980	1,2	335	4A 225M6 Y3
	735	1,2	490	4A 250S8 Y3

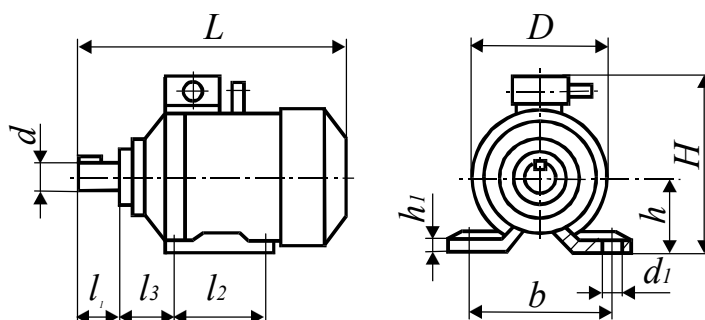
**Додаток Д4.1 (продовження 2)**

1	2	3	4	5
45,0	2945	1,4	280	4A 200L2 У3
	1475	1,4	310	4A 200L4 У3
	985	1,2	490	4A 250S6 У3
	740	1,2	535	4A 250M8 У3
55,0	2945	1,2	335	4A 225M2 У3
	1480	1,2	355	4A 225M4 У3
	985	1,2	535	4A 250M6 У3
	735	1,2	810	4A 280S8 У3
75,0	2960	1,2	470	4A 250S2 У3
	1480	1,2	490	4A 250S4 У3
	985	1,2	810	4A 280S6 У3
	735	1,2	870	4A 280M8 У3
90,0	2960	1,2	510	4A 250M2 У3
	1480	1,2	535	4A 250M4 У3
	985	1,2	870	4A 280M6 У3
	740	1,0	1005	4A 315S8 У3
110,0	2970	1,2	785	4A 280S2 У3
	1470	1,2	785	4A 280S4 У3
	985	1,4	875	4A 315S6 У3
	740	1,2	1100	4A 315M8 У3
132,0	2970	1,2	835	4A 280M2 У3
	1480	1,3	835	4A 280M4 У3
	985	1,4	1100	4A 315M6 У3
	740	1,2	1420	4A 355S8 У3
160,0	2970	1,2	875	4A 315S2 У3
	1480	1,3	875	4A 315S4 У3
	985	1,4	1420	4A 355S6 У3
	740	1,2	1670	4A 355M8 У3

**Примітка.** Приклад умовного позначення асинхронного (А) коротко-замкнутого двигуна четвертої серії (4) з висотою осі обертання 132 мм, настановчим розміром по довжині станини М (S або L ), з трьома парами полюсів ( $n_{д.н.} = 1000$  об/хв), призначеного для роботи в зонах з помірним кліматом (У3): **двигун 4A132M6 У3 ДСТ 19523–81.**

У двигунів малих потужностей (до 2,2 кВт) після (або замість) розміру М, S, L вказується умовна довжина статора (А або В).

Д4.2. Основні розміри (мм) асинхронних електродвигунів серії 4А  
з кріпленням на лапах



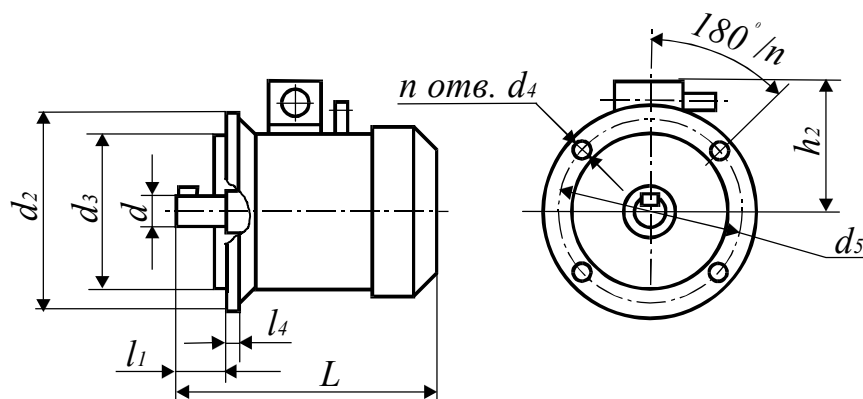
Тип	Кількість полюсів	Габаритні розміри			Установчі та приєднувальні розміри							
		$L$	$H$	$D$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$d$	$d_1$	$b$	$h$	$h_1$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A 71BY3	2...8	285	201	170	40	90	45	19	7	112	71	9
4A 80AY3	2...8	300	218	186	50	100	50	22	10	125	80	10
4A 80BY3	2...8	320	218	186	50	100	50	22	10	125	80	10
4A 90LY3	2...8	350	243	208	50	125	56	24	12	140	90	11
4A100SY3	2...8	365	265	235	60	112	63	28	12	160	100	12
4A100LY3	2...8	395	280	235	60	140	63	28	12	160	100	12
4A112MY3	2...8	452	310	260	80	140	70	32	12	190	112	12
4A132S Y3	4...8	480	350	302	80	140	89	38	12	216	132	13
4A132MY3	2...8	530	350	302	80	178	89	38	12	216	132	13
4A 160S Y3	2	624	430	358	110	178	108	42	15	254	160	18
	4...8	624	430	358	110	178	108	48	15	254	160	18
4A 160M Y3	2	667	430	358	110	210	108	42	15	254	160	18
	4...8	667	430	358	110	210	108	48	15	254	160	18
4A 180S Y3	2	662	470	410	110	241	121	48	15	279	180	20
	4...8	662	470	410	110	241	121	55	15	279	180	20
4A 180M Y3	2	702	470	410	110	241	121	48	15	279	180	20
	4...8	702	470	410	110	241	121	55	15	279	180	20



**Додаток Д4.2 (продовження)**

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
4A 200M Y3	2	760	535	450	110	267	133	55	19	318	200	25
	4...8	790	535	450	140	267	133	60	19	318	200	25
4A 200L Y3	2	800	535	450	110	305	133	55	19	318	200	25
	4...8	830	535	450	140	305	133	60	19	318	200	25
4A 225M Y3	2	810	575	494	110	311	149	55	19	356	225	28
	4...8	840	575	494	140	311	149	65	19	356	225	28
4A 225M Y3	2	810	575	494	110	311	149	55	19	356	225	28
	4...8	840	575	494	140	311	149	65	19	356	225	28
4A 250S Y3	2	915	640	554	140	311	168	65	24	406	250	30
	4...8	915	640	554	140	349	168	75	24	406	250	30
4A 250M Y3	2	955	640	554	140	349	168	65	24	406	250	30
	4...8	955	640	554	140	349	168	75	24	406	250	30
4A 280S Y3	2	1140	700	660	140	368	190	70	24	457	280	30
	4...8	1170	700	660	170	368	190	80	24	457	280	30
4A 280M Y3	2	1180	700	660	140	419	190	70	24	457	280	30
	4...8	1210	700	660	170	419	190	80	24	457	280	30
4A 315S Y3	2	1415	765	710	140	406	216	75	28	508	315	40
	4...8	1445	765	710	170	406	216	90	28	508	315	40
4A 315M Y3	2	1465	765	710	140	457	216	75	28	508	315	40
	4...8	1495	765	710	170	457	216	90	28	508	315	40
4A 355S Y3	2	1530	855	795	170	500	254	85	28	610	355	40
	4...8	1570	855	795	210	500	254	100	28	610	355	40
4A 355M Y3	2	1590	855	795	170	560	254	85	28	610	355	40
	4...8	1630	855	795	210	560	254	100	28	610	355	40

Д4.3. Основні розміри (мм) асинхронних електродвигунів серії 4А з фланцевим кріпленням



Типорозмір	$d_2$	$l_4$	$d_5$	$d_4$	$d_3$	$h_2$
1	2	3	4	5	6	7
4А 71В У3	200	10	165	12	130	130
4А 80А У3	200	10	165	12	130	138
4А 80В У3	200	10	165	12	130	138
4А 90L У3	250	12	215	15	180	153
4А 100S У3	250	14	215	15	180	168
4А 100L У3	250	14	215	15	180	168
4А 112М У3	300	16	265	15	230	198
4А 132S У3	350	18	300	19	250	215
4А 132М У3	350	18	300	19	250	215
4А 160S У3	350	18	300	19	250	270
4А 160М У3	350	18	300	19	250	270
4А 180S У3	400	18	350	19	300	290
4А 180М У3	400	18	350	19	300	290
4А 200М У3	450	20	400	19	350	335
4А 200S У3	450	20	400	19	350	335
4А 225М У3	550	22	500	19	450	350
4А 250S У3	550	22	500	19	450	390
4А 250М У3	550	22	500	19	450	390
4А 280S У3	660	22	600	25	550	520
4А 280М У3	660	22	600	24	550	520

**Примітки : 1.** Усі розміри для (2...8) полюсних двигунів однакові.

**2.** Розміри  $L$ ,  $l_1$ ,  $d$  такі ж самі, як і у електродвигунів із кріпленням на лапах.

**3.** Кількість отворів  $d_4$  для електродвигунів 4А71 ... 4А180 дорівнює  $n=4$ , для інших –  $n=8$ .

## Єдиний ряд передаточних чисел (ГОСТ 1285–66)

Ряд	1	2
Передаточне число	1,0	
		1,12
	1,25	
		1,4
	1,6	
		1,8
	2,0	
		2,24
	2,5	
		2,8
	3,15	
		3,55
	4,0	
		4,5
	5,0	
		5,6
	6,3	
		7,1
	8,0	
		9,0
10,0		
	11,2	
12,5		

Примітки:

1. Допускаються відхилення від номінальних значень не більш  $\pm 4\%$ .
2. Значенням передаточного числа з ряду 1 слід надавати перевагу перед числами з ряду 2.
3. Великі стандартні значення передаточних чисел одержують множенням приведених даних на 10 або 100.

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**  
**до виконання курсового проекту з деталей машин**  
**Розділ 1**  
**“Вибір електродвигуна та визначення вихідних даних**  
**для розрахунку приводу ”**  
**для студентів напрямків**  
**“Інженерна механіка” та “Машинобудування”**

Автори:

Оніщенко Валентин Петрович  
Нечепасєв Володимир Георгієвич  
Блескун Валерій Пилипович  
Матеко Петро Михайлович  
Гнитько Олександр Миколайович

Формат 60x84<sup>1</sup> /16, ум. друк. арк. – 3,7  
Тираж – 150 прим., 83000, м. Донецьк, вул. Артема 58, ДонНТУ