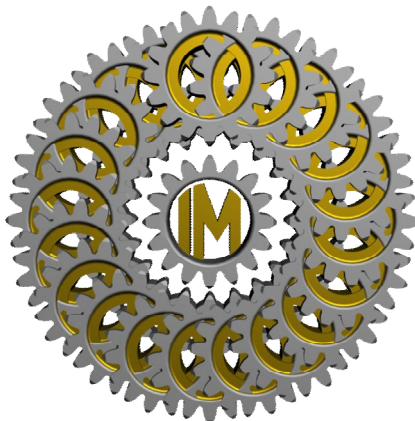


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КРАСНОАРМІЙСЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ

---

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до самостійної роботи  
з дисципліни  
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

(для студентів усіх форм навчання навчального напрямку 6.050702  
"Електромеханіка")



КРАСНОАРМІЙСЬК 2012



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД  
ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
КРАСНОАРМІЙСЬКИЙ ІНДУСТРІАЛЬНИЙ ІНСТИТУТ

---

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ  
до самостійної роботи  
з дисципліни  
«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»

(для студентів усіх форм навчання навчального напрямку 6.050702  
"Електромеханіка")

Розглянуто на засіданні Кафедри  
Інженерної механіки  
Протокол № 9 від 08.05.2012р.

Затверджено навчально-видавничою  
Радою ДонНТУ  
Протокол №3 від 06.06.2012р.

КРАСНОАРМІЙСЬК 2012

УДК 621.8 (071)

Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни «Прикладна механіка». (для студентів навчального напрямку 6.050702 "Електромеханіка") / укладачі: С.О. Вірич, Т.В. Горячева, М.О. Бабенко, І.М. Лаппо. – Красноармійськ: КП ДонНТУ, 2012. – 63с.

Наведено методичні рекомендації до самостійної роботи з дисципліни «Прикладна механіка». Надається тематика теоретичного матеріалу, яка включає навчальний матеріал з опору матеріалів, теорії механізмів і машин, деталей машин. Надані варіанти завдань до виконання контрольної роботи прикладами розв'язання задач, правила оформлення контрольних робіт, питання для самоконтролю.

Укладачі:

к.т.н., доц. С.О. Вірич  
старший викладач Т.В. Горячева  
асистент М.О. Бабенко  
асистент І.М. Лаппо

Рецензент: д.т.н., проф. О.Г. Татяненко,  
к.т.н., доц. Е.М.Петелін

Відповідальний за випуск

к.т.н, доц. С.О. Вірич

© С.О.Вірич, М.О. Бабенко, Т.В. Горячева, І.М.Лаппо  
Красноармійськ, КП ДонНТУ, 2012

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	5
Тематика теоретичного матеріалу.....	6
Завдання для виконання контрольної роботи .....	11
Вимоги до оформлення контрольних робіт.....	50
Питання для самоперевірки.....	50
Додаток А.....	38
Додаток Б.....	39
Додаток В.....	40
Додаток Г.....	

## ВСТУП

Навчальним планом підготовки бакалаврів напряму 6.050702 "Електромеханіка" з дисципліни "Прикладна механіка" передбачено вивчення теоретичного матеріалу шляхом опрацювання курсу лекцій, виконання лабораторних робіт. Значна доля часу згідно навчальному плану дисципліни передбачена для самостійної роботи студентів. Згідно останнім світовим тенденціям сучасної вищої освіти підвищення якості засвоєння навчального матеріалу повинно відбуватися за рахунок збільшення об'єму самостійної роботи студента.

Частина курсу "Прикладна механіка. Опір матеріалів" вивчає методи розрахунку окремих елементів конструкцій на міцність, жорсткість та стійкість. Використання основних методик дослідження напруженого стану конструкцій та їх розрахунок забезпечує не тільки надійність експлуатації, але й принципи технологічності та економічності.

Частина курсу «Прикладна механіка» – «Теорія механізмів і машин» вивчає основи синтезу та аналізу машин та механізмів, що полягає у дослідженні взаємозв'язків геометричних, кінематичних та силових параметрів. Під час вивчення цього розділу студент набуває знань, необхідних для подальшого вивчення дисципліни «Прикладна механіка», розділу «Деталі машин», присвяченого основам конструювання та проектування деталей машин.

При розробці методичних вказівок були використані навчально-методичні матеріали з дисципліни «Прикладна механіка», авторами яких є викладачі кафедри «Опору матеріалів» ДонНТУ.

## Тематика теоретичного матеріалу

1. Задачі дисципліни „Опір матеріалів”. Реальний об’єкт і розрахункова схема. Поняття про внутрішні сили і напруження. Поняття про деформацію в точці бруса. Центральний розтяг (стиск) прямого бруса. Визначення внутрішніх поздовжніх і побудова їх епюр. Виведення формули для визначення напружень. Умови міцності. Види розрахунків міцності стержнів. Деформації та переміщення при розтязі (стиску) стержнів. Поперечна деформація при розтязі (стиску) бруса. Коефіцієнт Пуассона. (2,0 год).
2. Зсув елементів конструкцій. Поняття про зсув. Умови міцності. Поняття про чистий зсув. Закон Гука. Поняття про напруження зминання. Умови міцності. Кручення бруса кругового перерізу. Визначення внутрішніх крутних моментів в поперечних перерізах бруса та побудова їх епюр. Виведення формули для визначення напружень. Умови міцності. Деформація та переміщення при крученні. Умови жорсткості. Полярний момент інерції площі суцільного та порожнистого кругового поперечного перерізів. Проектний розрахунок вала. (2,0 год.).
3. Плоский згин прямих брусів. Основні поняття. Визначення внутрішніх силових чинників в поперечних перерізах бали та побудова їх епюр. Деформаційні залежності при згині прямого бруса. Властивості епюр згинного моменту та поперечної сили. Визначення нормальних напружень при згині балки. Умови міцності. Осьові моменти інерції площі простих поперечних перерізів бруса. Розрахунки балок на міцність за нормальними напруженнями. Диференційне рівняння пружної вісі балки та його інтегрування. Метод початкових параметрів для визначення переміщень в балках. (2,0 год.).
4. Структура механізмів. Поняття про машину та механізм. Кінематичні пари та їх класифікація кінематичні ланцюги та їх класифікація. Ступінь рухомості плоских механізмів. Механічні передачі обертового руху. Кінематичні та енергосилові співвідношення для простої та багатоступеневої зубчастої передачі. ККД при послідовному та паралельному з’єднанні механізмів. (2,0 год.)
5. Геометрія зубчастого вінця прямозубого циліндричного колеса. Сили в зачепленні. Умови роботи зубців та види їх пошкоджень. Розрахунок зубців коліс на втомну контактну міцність. Поняття про розрахункове навантаження прямих зубців циліндричних коліс передачі. Допустиме контактне напруження та допустиме напруження на згин для зубців коліс. Розрахунок зубців коліс на втомну міцність при згині. Конструювання прямозубих циліндричних коліс. Особливості розрахунку циліндричних передач з непрямыми зубцями: геометрія, сили в зачепленні. (2,0 год.).
6. Механічні осі та вали механічних передач приводів робочих машин. Конструктивні елементи та методика їх проектування. Вибір розмірів і розрахунок міцності шпонкових та зубчастих (шліцьових) з’єднань. (2,0 год.).

7. Призначення, побудова і класифікація підшипників кочення. Основні причини втрати працездатності підшипників та їх динамічна вантажність. Еквівалентне навантаження підшипників та їх вибір. Особливості вибору радіально-упорних підшипників кочення. (2,0 год.).
8. Різьба та її параметри. Моменти сил в болтовому з'єднанні при затяжці. Основні випадки розрахунку та міцність болтових з'єднань. Черв'ячні передачі. Геометрія, кінематика, сили, міцність зубців коліс. (2,0 год.)
9. Розрахунок вантажопідійомних гвинтів.\*
10. Основи розрахунку зварних з'єднань.\*
11. Муфти приводів робочих машин типу «МУВП» і «МЗ».\*

## **Завдання для виконання контрольної роботи**

### **Задача 1:**

- Дослідити напружений стан балки при прикладанні зусилля розтягу (стиску);
- Визначити внутрішні силові фактори, побудувати епюру внутрішніх повздовжніх зусиль;
- Визначити потрібні розміри поперечних перерізів бруса з врахуванням умови міцності;
- Побудувати епюру нормальних напружень;
- Визначити деформацію балки при розтягу (стиску), побудувати епюру переміщень перерізу;
- Визначити напруження в найбільш навантаженому перерізі та на площинках, що похилені до нормального перерізу під кутами  $\alpha$  та  $\alpha+90^\circ$ .

### **Методичні рекомендації до розв'язання задачі**

Відомо, якщо в поперечних перерізах бруса під дією навантаження виникає тільки один внутрішній силовий фактор – внутрішнє повздовжнє зусилля  $N$ , то брус отримує деформацію – розтяг (стиск).

Для визначення чисельного значення і напрямку внутрішнього повздовжнього зусилля використовують метод перерізів, який полягає в тому, що:

- увяно розсікають брус на частини площиною, яка перпендикулярна його повздовжній осі;
- одну з частин (будь яку) відкидають і розглядають рівновагу залишеної частини;
- складають рівняння рівноваги;
- знаходять повздовжнє зусилля в залежності від діючих зовнішніх навантажень, прикладених до тієї частини бруса, що розглядається.

Графічне зображення зміни внутрішнього повздовжнього зусилля по довжині стержня називається *епюра внутрішніх повздовжніх зусиль* (повздовжніх сил).

\*Теми, які вивчаються студентами денної форми навчання самостійно



При будові епюр внутрішніх силових факторів і переміщень брус розсікають на частини, границями яких є перерізи де змінюються: зовнішнє навантаження, матеріал, розміри перерізу.

Внутрішнє повздовжнє зусилля, направлене в бік зовнішньої нормалі, є розтяжним і вважається додатним.

Для оцінки міцності навантаженого бруса використовують величину міри інтенсивності внутрішніх зусиль, яку називають *напруженням*. Напруження  $\sigma$  визначається як відношення внутрішнього повздовжнього зусилля до площі поперечного переріза бруса:

$$\sigma = \frac{N}{A},$$

де  $N$  – внутрішнє повздовжнє зусилля в перерізі, Н;

$A$  – площа переріза бруса, м<sup>2</sup>;

Використовуючи формулу визначення напружень, можна побудувати епюру, що представляє собою графічне зображення зміни напруження по довжині бруса. Знак напруження відповідатиме знаку повздовжньої сили: напруження розтягу – додатне, напруження стиску – від’ємне.

Міцність буде забезпечена, якщо напруження в перерізі  $\sigma$  не перебільшує допустимого значення  $[\sigma]$ :

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Вказана нерівність називається *умовою міцності* по нормальним напруженням.

Допустимим значенням нормальних напружень вважається те, що

$$\text{дорівнює } [\sigma] = \frac{\sigma_{н.н.}}{n},$$

де  $\sigma_{н.н.}$  – граничне або небезпечне напруження, при якому з’являються недопустимі пластичні деформації, але брус зберігає працездатність;

$n$  – коефіцієнт запасу міцності, що залежить від ступеню відповідності деталі, достовірності визначення зовнішніх навантажень, однорідності властивостей матеріалу та інших факторів.

Деформація, що отримує брус, в залежності від напрямку прикладеного навантаження є: подовження – при розтягу і скорочення – при стисканні.

Враховуючи закон Гука та формулу визначення повздовжніх напружень можна визначити деформацію (зміну довжини) ділянки бруса:

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}$$

де  $\Delta l_i$  – абсолютне подовження (скорочення)  $i$ -ї ділянки бруса;

$l_i$  – довжина  $i$ -ї ділянки бруса;

$E$  – модуль повздовжньої пружності (модуль Юнга), Па;

Закон деформації визначається знаком повздовжньої сили: при розтягу деформація додатна, при стискання – від’ємна.

Переміщення довільного перерізу бруса знаходиться як алгебраїчна сума деформацій всіх ділянок бруса, що лежать між перерізом, який розглядається, і умовно нерухомим перерізом:

$$\delta = \sum_{i=1}^n \Delta l_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}$$

де  $n$  – кількість ділянок між початком відліку і перерізом, який досліджується.

Через будь яку точку бруса можна провести безліч площинок, які нарізно орієнтовані в просторі. В цьому випадку напруження, що виникають в площинках нахилених до головної нормалі під довільним кутом, поділяють на нормальні і дотичні.

В площинці перерізу нахиленої до нормалі під заданим кутом  $\alpha$  можна визначити :

Нормальні напруження – 
$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cdot \cos^2 \alpha ;$$

Дотичні напруження – 
$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \cdot \sin 2\alpha$$

де  $\sigma$  - нормальне напруження в поперечному перерізі бруса (на нормальній площинці).

### **Приклад дослідження бруса на розтяг (стиск) та розрахунок напружень і деформацій бруса**

**Надано:** Брус навантажений зовнішніми осьовими силами  $F_1=90\text{кН}$ ,  $F_2=50\text{кН}$ ,  $F_3=110\text{кН}$ ,  $[\sigma]=160\text{МПа}$  (рис. 1.1).

#### **Розв’язок:**

1. *Визначення внутрішніх повздовжніх зусиль та побудова епюри.*

Відповідно правил визначення границь ділянок брус зображуємо в зручному масштабі.

Відкидаємо накладену в’язь і замінюємо її відповідною реакцією в’язі  $\bar{R}$  (рис. 1.2). З рівняння рівноваги всього бруса маємо:

$$\sum F_{iz} = 0 ; \quad F_1 - F_2 - F_3 + R = 0,$$

Визначаємо:  $R = F_2 + F_3 - F_1 = 50 + 110 - 90 = 70\text{кН}$ . Отримане додатне значення сили  $R$  підтверджує, що напрям реакції попередньо показано правильно.

Розбиваємо брус на ділянки. В даному прикладі виділяємо чотири ділянки (рис 1.3, 1.4, 1.5, 1.6). Використовуючи метод перерізів знаходимо внутрішні повздовжні зусилля на відповідних ділянках бруса. Складаючи рівняння рівноваги напрям внутрішнього повздовжнього зусилля вибирається так, щоб він співпадав з напрямом зовнішньої нормалі. В цьому разі додатне

значення внутрішнього повздовжнього зусилля вказує, що це зусилля є розтяжним.

$$\text{Ділянка I:} \quad 0 \leq Z_1 \leq l_1 \quad \text{або} \quad 0 \leq Z_1 \leq 0,5 \text{ м}$$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_1 - F_1 = 0, \quad N_1 = F_1 = 90 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – розтяг.

$$\text{Ділянка II:} \quad 0 \leq Z_2 \leq l_1 + l_2 \quad \text{або} \quad 0 \leq Z_2 \leq 0,9 \text{ м}$$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_2 - F_1 + F_2 = 0, \\ N_2 = F_1 - F_2 = 90 - 50 = 40 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – розтяг.

$$\text{Ділянка III:} \quad 0 \leq Z_3 \leq l_1 + l_2 + l_3 \quad \text{або} \quad 0 \leq Z_3 \leq 1,5 \text{ м}$$

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_3 - F_1 + F_2 = 0, \\ N_3 = F_1 - F_2 = 90 - 50 = 40 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – розтяг.

**Ділянка IV:**

Рівняння рівноваги:

$$\sum F_{iz} = 0, \quad N_4 + R = 0, \quad N_4 = -R = -70 \text{ кН.}$$

Деформація ділянки – стискання.

За отриманими результатами внутрішніх повздовжніх зусиль будується їх епюра. Проводимо паралельно осі бруса нульову лінію. На граничних ділянках бруса в масштабі відкладаємо отримані значення внутрішніх силових факторів, враховуючи їх знак і характер деформації (рис. 1.7).

2. *Визначення напружень та необхідних розмірів поперечного перерізу ділянок бруса.*

Потрібні розміри поперечних перерізів бруса визначаються для кожної з ділянок з умови міцності при розтягу (стиску):

$$\sigma_i = \frac{N_i}{A_i} \leq [\sigma],$$

де  $N_i$  – повздовжнє зусилля в ділянці бруса, кН;

$A_i$  – площа поперечного перерізу в ділянці бруса,  $\text{м}^2$ ;

$[\sigma]$  – допустиме напруження для заданого матеріалу, МПа.

Відповідно заданого, площу перерізу на всіх ділянках бруса виразимо через задані параметри:

$$\text{Ділянка I:} \quad A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot a^2}{4} = 0,785 a^2;$$

$$\text{Ділянка II:} \quad A_2 = A_1 = 0,785 a^2;$$

$$\text{Ділянка III:} \quad A_3 = b^2 = a^2;$$

$$\text{Ділянка IV: } A_4 = \frac{\pi d_4^2}{4} = \frac{\pi \cdot (2a)^2}{4} = 3,14a^2.$$

Визначимо напруження на кожній з ділянок бруса, виразивши через задані параметри:

$$\text{Ділянка I: } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{90 \cdot 10^3}{0,785a^2} = 11,5 \cdot 10^4 \cdot a^{-2} \text{ Па};$$

$$\text{Ділянка II: } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{40 \cdot 10^3}{0,785a^2} = 5,09 \cdot 10^4 \cdot a^{-2} \text{ Па};$$

$$\text{Ділянка III: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{40 \cdot 10^3}{a^2} = 4,0 \cdot 10^4 a^{-2} \text{ Па};$$

$$\text{Ділянка IV: } \sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3}{3,14a^2} = -2,23 \cdot 10^4 a^{-2} \text{ Па}.$$

Аналізуючи отримані результати, робимо висновок, що найбільш напруженим (небезпечним) є переріз на першій ділянці. Тоді умову міцності на першій ділянці запишемо як:  $\sigma_1 = 11,5 \cdot 10^4 \cdot a^{-2} \leq [\sigma]$ .

З умови міцності знаходимо потрібний параметр перерізу  $a$ :

$$a \geq \sqrt{\frac{11,5 \cdot 10^4}{[\sigma]}} = \sqrt{\frac{11,5 \cdot 10^4}{160 \cdot 10^6}} = 26,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Тоді діаметр перерізу бруса на четвертій ділянці (за умовами задачі)  $d_4 = 2a = 2 \cdot 26,8 \cdot 10^{-3} = 53,6 \cdot 10^{-3}$  м. Відповідно до СТ СЭВ 514-77 (додаток Б, таблиця1) з ряду  $Ra40$  необхідно прийняти найближче стандартне значення розмірів бруса:

$$d_1 = b = 28 \text{ мм} = 0,028 \text{ м}, \quad d_4 = 56 \text{ мм} = 0,056 \text{ м}.$$

### 3. *Визначення нормальних напружень в перерізах бруса, побудова епюри нормальних напружень.*

Визначимо напруження, що виникають в перерізах бруса:

$$\text{Ділянка I: } \sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,785 \cdot 0,028^2} = 146 \cdot 10^6 \text{ Па} = 146 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка II: } \sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,785 \cdot 0,028^2} = 65 \cdot 10^6 \text{ Па} = 65 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка III: } \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{0 \cdot 10^3 \cdot 4}{0,028^2} = 51 \cdot 10^6 \text{ Па} = 51 \text{ МПа};$$

$$\text{Ділянка IV: } \sigma_4 = \frac{N_4}{A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,028^2} = -28 \cdot 10^6 \text{ Па} = -28 \text{ МПа}.$$

За отриманими результатами, в вибраному масштабі будемо епюру нормальних напружень в перерізах бруса (рисунок 1. 8).

#### 4. Визначення деформації бруса.

Відповідно до закону Гука деформація бруса при розтягу (стиску) визначиться по формулі:

$$\Delta l_i = \frac{N_i \cdot l_i}{E \cdot A_i},$$

де  $E$  – модуль пружності (додаток А, таблиця 2).

Для низько- вуглецевої сталі –  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа} = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ . Тоді деформації бруса на кожній ділянці складатимуть:

$$\text{Ділянка I: } \Delta l_1 = \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A_1} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 0,5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,785 \cdot 0,028^2} = 0,365 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка II: } \Delta l_2 = \frac{N_2 \cdot l_2}{E \cdot A_2} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,785 \cdot 0,028^2} = 0,13 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка III: } \Delta l_3 = \frac{N_3 \cdot l_3}{E \cdot A_3} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,028^2} = 0,153 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка IV: } \Delta l_4 = \frac{N_4 \cdot l_4}{E \cdot A_4} = \frac{-70 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3,14 \cdot 0,028^2} = -0,098 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Переміщення перерізів в точках  $B, C, D, E$ , які лежать на границях ділянок, при початку відліку в нерухомій точці  $A$  (закріплення бруса) будуть дорівнювати:

$$\text{Точка B: } \delta_B = \Delta l_4 = -0,098 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка C: } \delta_C = \Delta l_4 + \Delta l_3 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} = 0,055 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка D: } \delta_D = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} + 0,13 \cdot 10^{-3} = 0,185 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Точка E: } \delta_E = \Delta l_4 + \Delta l_3 + \Delta l_2 + \Delta l_1 = -0,098 \cdot 10^{-3} + 0,153 \cdot 10^{-3} + 0,13 \cdot 10^{-3} + 0,365 \cdot 10^{-3} = 0,550 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Епюра переміщень перерізів бруса будуватиметься наступним чином: отримані значення ординат відкладаються у обраному масштабі напроти відповідних граничних точок перерізів і послідовно з'єднуються відрізками прямих ліній (рисунок 1.9).

#### 1. Визначення напружень в похилих площинках найбільш навантаженого перерізу бруса.

Відповідно завдання похилі площинки розміщені під кутом до нормального перерізу бруса.

Нормальні напруження на заданих площинках будуть становити:

$$\sigma_\alpha = \sigma \cdot \cos^2 \alpha = 146 \cdot \cos^2 35^\circ = 98 \text{ МПа};$$

$$\sigma_\beta = \sigma \cdot \cos^2 (\alpha + 90^\circ) = 146 \cdot \cos^2 (35^\circ + 90^\circ) = 48 \text{ МПа};$$

Дотичні напруження на заданих площинках становлять:

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha = \frac{146}{2} \sin 2 \cdot 35^{\circ} = 69 \text{ МПа} ;$$

$$\tau_{\beta} = \frac{\sigma}{2} \sin 2(\alpha + 90^{\circ}) = \frac{146}{2} \sin 2 \cdot (35^{\circ} + 90^{\circ}) = -69 \text{ МПа} .$$

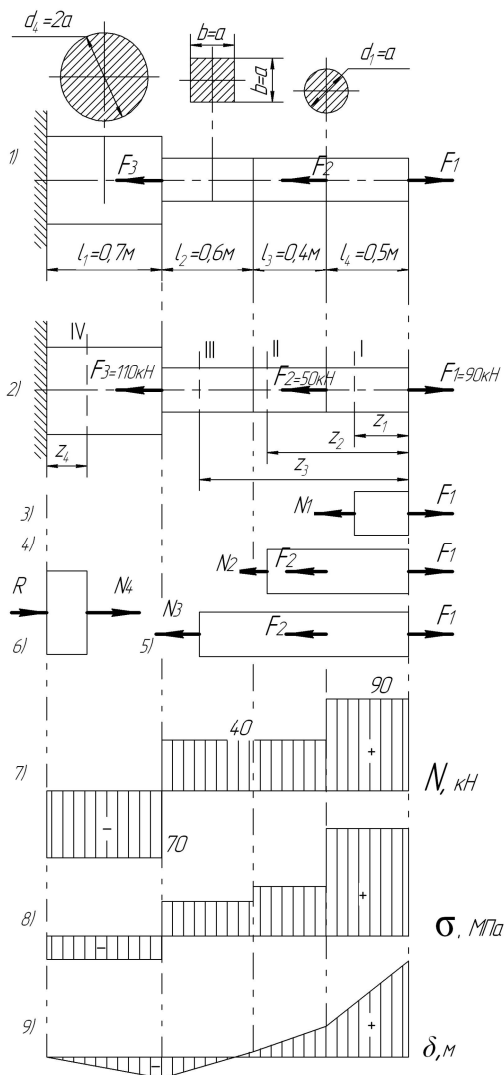


Рисунок 1 – Дослідження бруса на міцність та жорсткість при розтягу (стиску)

Положення заданих похилих площинок та напрям векторів визначених напружень показані на рис.2.

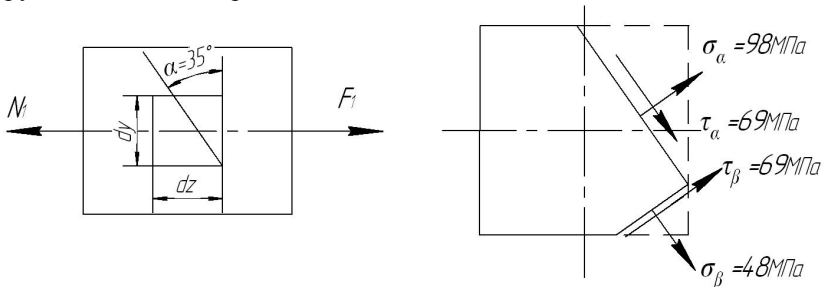


Рисунок 2 – Напруження, що виникають в похилій площинці небезпечного перерізу бруса.

Таблиця 1.1 –

Вихідні дані для дослідження бруса

Перша буква прізвища	Номер схеми	Діючі сили, кН			Довжина ділянок бруса, м				Матеріал	Кут $\alpha$ , град.
		$F_1$	$F_2$	$F_3$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$		
А, Б, В	1	200	90	30	2,0	0,5	1,0	0,3	Мідь	-80
Г, Г, Д	2	110	40	120	1,1	0,4	0,3	0,3	Сталь 45	30
Е, Ж, З,	3	120	30	40	1,2	0,6	0,4	0,4	Мідь	45
І, І, К	4	130	50	90	1,3	0,5	0,7	0,5	Латунь	35
Л, М, Н	5	140	80	40	1,4	0,4	0,3	0,6	Бронза	-50
О, П, Р	6	150	120	30	1,5	1,0	0,8	0,7	Чавун	55
С, Т, У	7	160	130	100	1,6	0,4	1,0	0,8	Дюралюміній	-60
Ф, Х, Ц	8	170	150	60	1,7	0,9	0,5	0,9	Сталь 40Х	65
Ч, Ш, Щ,	9	180	50	70	1,8	0,8	0,6	0,6	Сталь Ст3	-70
Є, Ю, Я	0	190	80	90	1,1	0,4	0,5	0,8	Чавун	75
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці.

Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

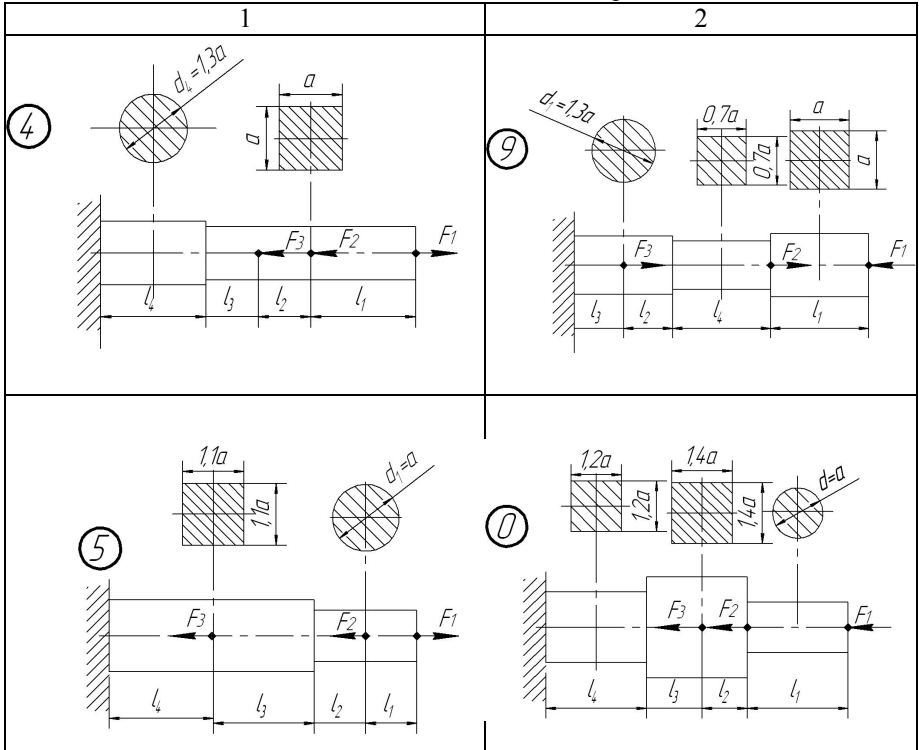
1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4,  $F_1=200\text{кН}$ ,  $F_2=90\text{кН}$ ,  $F_3=40\text{кН}$ ,  $l_1=1,8\text{м}$ ,  $l_2=0,6\text{м}$ ,  $l_3=0,3\text{м}$ ,  $l_4=0,5\text{м}$ , матеріал – чавун, кут  $\alpha = -80^\circ$

## Схеми навантаження бруса

Схеми навантаження бруса	Схеми навантаження бруса
1	2
<p>①</p>	<p>⑥</p>
<p>②</p>	<p>⑦</p>
<p>③</p>	<p>⑧</p>



**Задача 2:**

- дослідити напружений стан бруса при крученні;
- визначити значення невідомого зрівноважувального моменту  $T_0$ ;
- визначити крутні моменти в перерізах бруса, побудувати епюру крутних моментів в перерізах бруса;
- з умови міцності визначити необхідні діаметри бруса на всіх його ділянках;
- підібрати діаметри бруса з умови жорсткості;
- виконати аналіз раціонального підбору діаметрів бруса;
- визначити кути повороту поперечних перерізів ділянок бруса, побудувати епюру абсолютних та відносних кутів закручення перерізів бруса.

**Методичні рекомендації до розв'язання задачі:**

Відомо, якщо в поперечних перерізах бруса, під дією зовнішнього моменту виникає тільки один силовий фактор – крутний момент сил пружності  $M_k$ , то брус отримує деформацію кручення. Момент сил пружності та його напрям визначають в залежності від дії зовнішніх моментів за допомогою методу перерізів:

- крутний момент в довільному поперечному перерізі бруса чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх обертових моментів, які прикладені до бруса по один бік від дослідного перерізу;
- крутний момент перерізу вважається додатним, якщо при погляді на відсічену частину з боку зовнішньої нормалі до перерізу, рівнодійний момент зовнішніх обертових моментів направлений проти годинникової стрілки.

Для розрахунку бруса (вала) на міцність та жорсткість при крученні необхідно знати закон зміни крутних моментів по всій його довжині.

Графічне зображення зміни крутних моментів вздовж осі бруса називають *епюра крутних моментів*.

Умова міцності при крученні має вид:

$$\tau_{max} = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau],$$

де  $M_k$  – крутний момент в небезпечному перерізі вала, Нм;  
 $[\tau], \tau_{max}$  – розрахункові та допустимі дотичні напруження при крученні, Па;

$W_p$  – полярний момент опору перерізу, м<sup>3</sup>;

Знак дотичного напруження визначається знаком крутного моменту пружних сил  $M_k$ .

Жорсткість бруса (вала) визначається кутом закручення перерізу. Кут повороту одного перерізу відносно іншого називається абсолютним кутом закручення. Абсолютний кут закручення довільної ділянки вала визначається по формулі:

$$\varphi_i = \frac{M_{ki} \cdot l_i}{G_i \cdot J_{pi}},$$

де  $M_{ki}$  – крутний момент на довільній ділянці, Нм;

$l_i$  – довжина цієї ділянки, м;

$G_i$  – модуль пружності другого роду (модуль зсуву), Па;

$J_{pi}$  – полярний момент інерції перерізу на ділянці вала, м<sup>4</sup>.

Відносний кут закручення довільної ділянки вала визначається по формулі:

$$\Theta = \frac{\varphi_i}{l_i} = \frac{M_i}{G_i \cdot J_{pi}},$$

Знаки абсолютних та відносних кутів закручення визначаються знаком крутного моменту.

По значенням відносних кутів закручення будується епюра кутів  $\theta_i$ .

Тоді умова жорсткості при крученні буде мати вид

$$\Theta = \frac{M_{\text{кmax}}}{G \cdot J_p} \leq [\Theta],$$

де  $[\Theta]$  – допустимий відносний кут закручення.

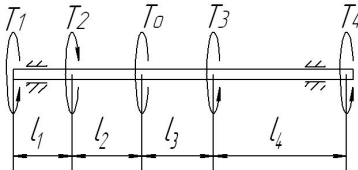
При визначенні необхідного діаметра вала круглого перерізу на кожній ділянці з обчислених двох значень приймається більше і приводиться у відповідність з СТ СЭВ 514-77 (додаток Б).

Знаючи обчислені кути закручення перерізі, які знаходяться на границях кожної з ділянок, можна побудувати епюру кутів закручення, яка представляє собою графічне зображення зміни кутів повороту перерізу вздовж осі відносно нерухомого (закріпленого) перерізу.

### Приклад дослідження та розрахунку суцільного однорідного вала круглого перерізу на міцність та жорсткість при крученні.

**Надано:** Суцільний однорідний вал круглого перерізу з конструктивними розмірами  $l_1 = 0,9\text{м}$ ,  $l_2 = 1,4\text{м}$ ,  $l_3 = 0,6\text{м}$ ,  $l_4 = 0,7\text{м}$ , навантажений зовнішніми обертовими моментами

$T_1 = 570\text{Нм}$ ,  $T_2 = 190\text{Нм}$ ,  $T_3 = 640\text{Нм}$ ,  $T_4 = 780\text{Нм}$  і врівноважу вальним моментом  $T_0$ . Матеріал бруса – вуглецева сталь; допустиме дотичне напруження  $[\tau] = 80\text{МПа}$ , допустимий відносний кут закручення  $[\theta] = 0,028\text{рад/м}$ .



#### 1. Визначення врівноважувального моменту.

Під дією зовнішніх обертових моментів вал знаходиться в рівновазі.

Задано напрям дії врівноважу вального моменту  $T_0$  (рис. 2.1).

Тоді з умов рівноваги можна визначити значення врівноважувального моменту та напрям його дії.

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 + T_3 + T_4 = 0$$

$$\text{Звідси} \quad T_0 = T_1 - T_2 + T_3 + T_4 = 570 - 1900 + 640 + 780 = 1800 \text{ Нм.}$$

Додатне значення моменту  $T_0$  свідчить про те, що попередньо обраний його напрям співпадає з дійсним напрямом.

#### 2. Визначення крутних моментів, та побудова їх епюри.

Вал, який розглядається, має чотири ділянки. Для визначення внутрішніх силових факторів – крутних моментів скористуємось методом перерізів. Для

цього подумки розсічемо вал на чотири ділянки. В місцях розрізу вкажемо крутні моменти, що виникають в перерізах (рис.2,2).

Для обчислення значенні крутних моментів будемо складати рівняння рівноваги.

$$\text{Ділянка I: } 0 \leq z_1 \leq l_1 \quad \text{або} \quad 0 \leq z_1 \leq 0,9 \text{ м}$$

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - M_{\kappa}^I = 0, \quad M_{\kappa}^I = T_1 = 570 \text{ Нм};$$

$$\text{Ділянка II: } 0 \leq z_2 \leq l_1 + l_2 \quad \text{або} \quad 0 \leq z_2 \leq 2,3 \text{ м}$$

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - M_{\kappa}^{II} = 0, \quad M_{\kappa}^{II} = T_1 - T_2 = 570 - 190 = 380 \text{ Нм};$$

$$\text{Ділянка III: } 0 \leq z_3 \leq l_1 + l_2 + l_3 \quad \text{або} \quad 0 \leq z_3 \leq 2,9 \text{ м}$$

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 - M_{\kappa}^{III} = 0,$$

$$M_{\kappa}^{III} = T_1 - T_2 - T_0 = 570 - 190 - 1800 = -1420 \text{ Нм};$$

$$\text{Ділянка IV: } 0 \leq z_4 \leq l_1 + l_2 + l_3 + l_4 \quad \text{або} \quad 0 \leq z_4 \leq 3,6 \text{ м}$$

$$\sum M_{Az} = 0, \quad T_1 - T_2 - T_0 + T_3 - M_{\kappa}^{IV} = 0,$$

$$M_{\kappa}^{IV} = T_1 - T_2 - T_0 + T_3 = 570 - 190 - 1800 + 640 = -780 \text{ Нм}$$

За отриманими значеннями крутильних моментів  $M_{\kappa}$  будемо їх епору (рисунк 2,3).

3. *Визначення діаметрів вала на кожній ділянці з умови міцності.*

$$\text{Умова міцності при крученні має вид: } \tau_{max} = \frac{M_{\kappa}}{W_p} \leq [\tau]$$

Для суцільного однорідного вала круглого перерізу полярний момент опору перерізу визначається по формулі:  $W_p = \frac{\pi d^3}{16}$

Для заданого матеріалу вала – вуглецева сталь, допустиме дотичне напруження становить  $[\tau] = 80 \text{ ГПа} = 80 \cdot 10^9 \text{ Па}$  (додаток Б, табл.2).

Тоді з врахуванням останнього, з умови міцності діаметр вала обчислюємо по формулі:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}}{\pi \cdot [\tau]}}$

Визначаємо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

$$\text{Ділянка I: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^I}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 570}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 33,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка II: } d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{II}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 380}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 28,9 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка III: } d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{III}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1420}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 44,9 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка IV: } d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{\kappa}^{IV}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 780}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9}} = 36,8 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

4. *Визначення діаметрів вала на кожній ділянці з умови жорсткості*

$$\text{Умова жорсткості при крученні має вид: } \Theta = \frac{M_{\kappa}^{max}}{G \cdot J_p} \leq [\Theta]$$

Полярний момент інерції перерізу  $J_{pi}$  на ділянці суцільного однорідного вала круглого перерізу визначається по формулі:  $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$

Тоді з врахуванням останнього з умови жорсткості діаметр вала обчислюємо по формулі:  $d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}}$

Визначимо потрібні діаметри вала на всіх ділянках.

$$\text{Ділянка I: } d_1 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^I}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 570}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 40,1 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка II: } d_2 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{II}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 380}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 36,2 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка III: } d_3 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{III}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1420}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 50,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

$$\text{Ділянка IV: } d_4 \geq \sqrt[4]{\frac{32M_{\kappa}^{IV}}{\pi \cdot G \cdot [\Theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 780}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^9 \cdot 0,028}} = 43,4 \cdot 10^{-3} \text{ м};$$

Потрібні діаметри вала на кожній ділянці, знайдені з умови жорсткості більші, ніж відповідні, що визначені з умови міцності при крученні. Приймаємо більші значення діаметрів вала.

Відповідно до СТ СЭВ 514-77 (ряд Ra40) необхідно прийняти стандартні значення діаметрів вала на ділянках:

$$d_1=0,042\text{м}=42\text{мм}; d_2=0,038\text{м}=38\text{мм}; d_3=0,05\text{м}=50\text{мм}; d_4=0,045\text{м}=45\text{мм}.$$

5. *Визначення абсолютних та відносних кутів повороту поперечних перерізів ділянок валу.*

При дослідженні вала на жорсткість при крученні визначають кути закручення перерізів вала. По формулам обчислимо абсолютні та відносні кути закручення перерізів на кожній ділянці вала.

Ділянка I:

$$\varphi_1 = \frac{M_{\kappa}^I \cdot l_1}{G \cdot J_{p1}} = \frac{M_{\kappa}^I \cdot l_1 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 0,9 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,042^4} = 0,021 \text{ рад},$$

$$\Theta = \frac{M_i}{G_i \cdot J_{pi}} = \frac{M_{\kappa}^I \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_1^4} = \frac{570 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,042^4} = 0,023 \text{ рад/м}.$$

Ділянка II:

$$\varphi_2 = \frac{M_{\kappa}^{II} \cdot l_2}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M_{\kappa}^{II} \cdot l_2 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{380 \cdot 1,4 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,038^4} = 0,033 \text{ рад},$$

$$\Theta_2 = \frac{M_{\kappa}^{II}}{G \cdot J_{p2}} = \frac{M_{\kappa}^{II} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_2^4} = \frac{380 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,038^4} = 0,024 \text{ рад/м}.$$

Ділянка III:

$$\varphi_3 = \frac{M_{\kappa}^{III} \cdot l_3}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M_{\kappa}^{III} \cdot l_3 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 0,6 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,05^4} = -0,014 \text{ рад},$$

$$\Theta_3 = \frac{M_{\kappa}^{III}}{G \cdot J_{p3}} = \frac{M_{\kappa}^{III} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{-1420 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,05^4} = -0,023 \text{ рад/м}.$$

Ділянка IV:

$$\varphi_4 = \frac{M_{\kappa}^{IV} \cdot l_2}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M_{\kappa}^{IV} \cdot l_2 \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 0,7 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,045^4} = -0,017 \text{ рад},$$

$$\Theta_4 = \frac{M_{\kappa}^{IV}}{G \cdot J_{p4}} = \frac{M_{\kappa}^{IV} \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d_4^4} = \frac{-780 \cdot 32}{80 \cdot 10^9 \cdot 3,14 \cdot 0,045^4} = -0,024 \text{ рад/м}.$$

Аналізуючи отримані значення відносних кутів закручення встановлюємо, що умова жорсткості вала виконується:  $\Theta_{max} \leq [\Theta]$ , тобто  $0,024 \text{ рад/м} \leq 0,028 \text{ рад/м}$ .

Визначимо абсолютні кути повороту перерізів в граничних точках В, С, D, E відносно умовно нерухомого перерізу А:

$$\varphi_{B-A} = \varphi_1 = 0,021 \text{ рад};$$

$$\varphi_{C-A} = \varphi_1 + \varphi_2 = 0,021 + 0,033 = 0,054 \text{ рад};$$

$$\varphi_{D-A} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 = 0,021 + 0,033 - 0,014 = 0,040 \text{ рад};$$

$$\varphi_{E-A} = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 = 0,021 + 0,033 - 0,014 - 0,017 = 0,023 \text{ рад}.$$

Отримані значення ординат відкладаються в обраному масштабі відповідно перерізів і їх кінцівки послідовно з'єднуються прямими лініями. Отримані графічні зображення є епіюрами кутових переміщень (рис.2,4) і відносних кутів закручення (рис. 2,5).

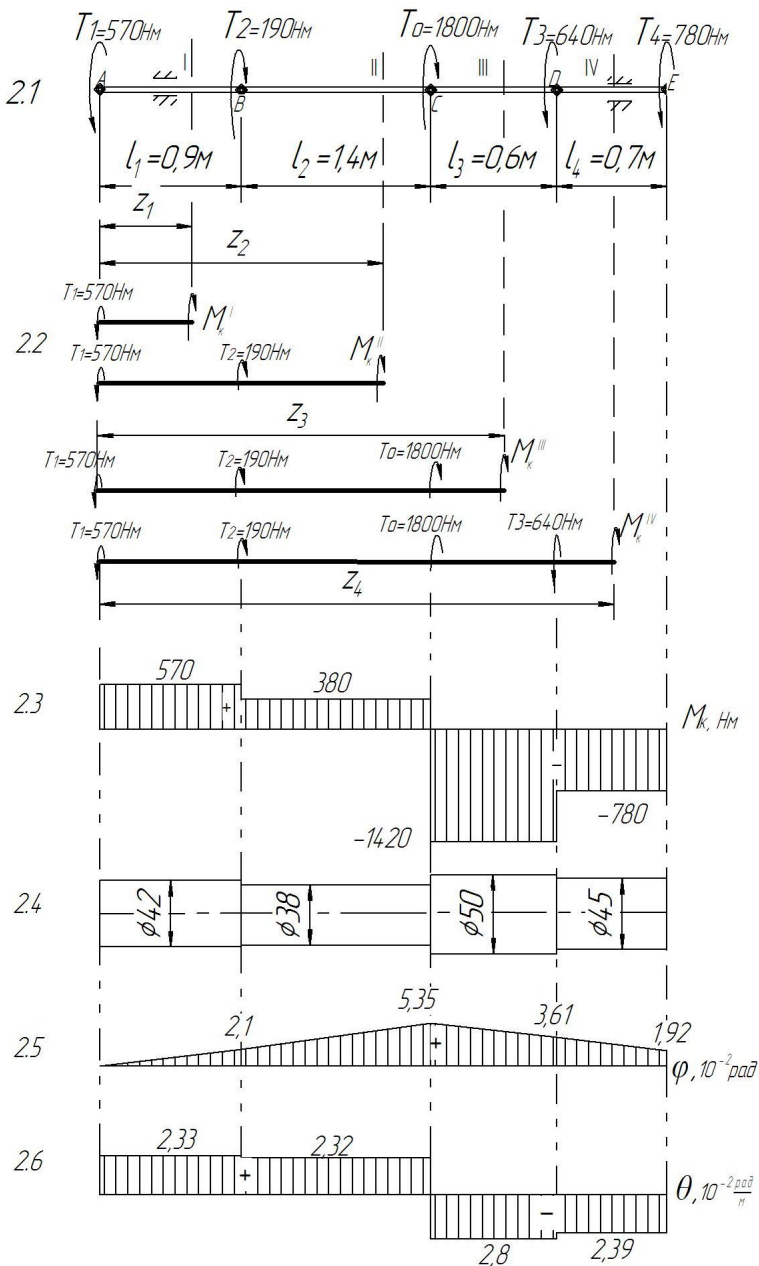


Рисунок 2 – Дослідження валу на міцність та жорсткість при крученні

Таблиця 2.1 –

Вихідні дані до розрахунку валу при крученні

Букви прізвища	Номер схеми	Зовнішні моменти, Нм				Розміри валу, м				[ $\tau$ ],	[ $\theta$ ],
		$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$	$l_1$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	МПа	рад/м
А, Б, В	1	100	100	110	210	0,4	0,5	0,1	0,7	10	0,02
Г, Ґ, Д	2	200	200	120	220	0,5	0,6	0,2	0,8	20	0,022
Е, Ж, З,	3	300	300	130	230	0,6	0,7	0,3	0,9	30	0,024
І, І, К	4	400	400	140	240	0,7	0,8	0,4	1,0	40	0,025
Л, М, Н	5	500	500	150	250	0,8	0,9	0,5	0,4	50	0,028
О, П, Р	6	600	600	160	260	0,9	1,0	0,6	0,5	60	0,03
С, Т, У	7	700	700	170	270	1,0	1,1	0,7	0,6	70	0,032
Ф, Х, Ц	8	800	800	180	280	0,9	1,2	0,8	0,7	80	0,034
Ч, Ш, Щ,	9	900	900	190	290	0,8	1,3	0,9	0,8	90	0,035
Є, Ю, Я	0	1000	1000	200	300	0,7	1,4	1,0	0,9	100	0,025
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	1

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища і відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці. Для всіх варіантів матеріал валу – вуглецева сталь.

Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

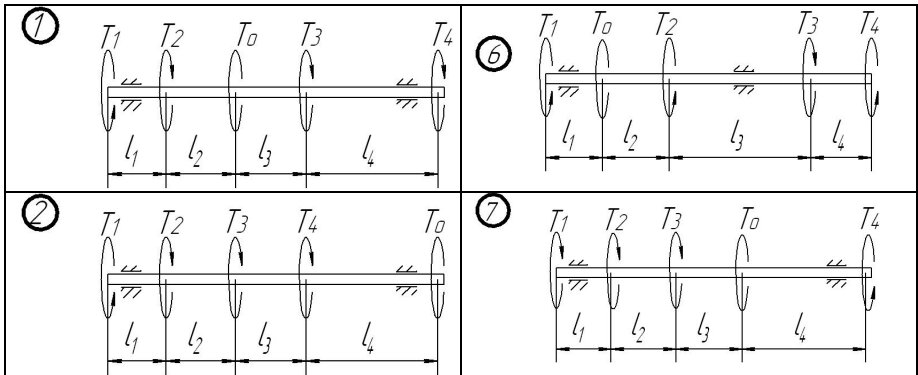
1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4,  $T_1=100\text{Нм}$ ,  $T_2=100\text{Нм}$ ,  $T_3=150\text{Нм}$ ,  $T_4=290\text{Нм}$ ,  
 $l_1=0,6\text{м}$ ,  $l_2=0,9\text{м}$ ,  $l_3=0,4\text{м}$ ,  $l_4=0,5\text{м}$ ,  $[\tau]=10\text{МПа}$ ,

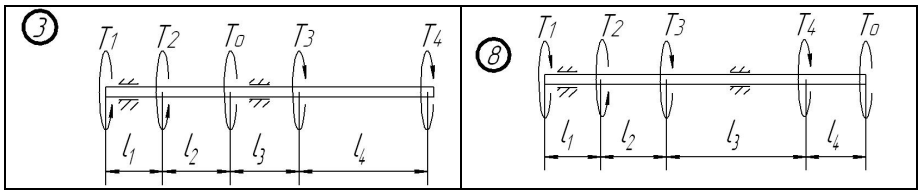
$[\theta]=0,02\text{рад/м}$ .

Таблиця 2.2 –

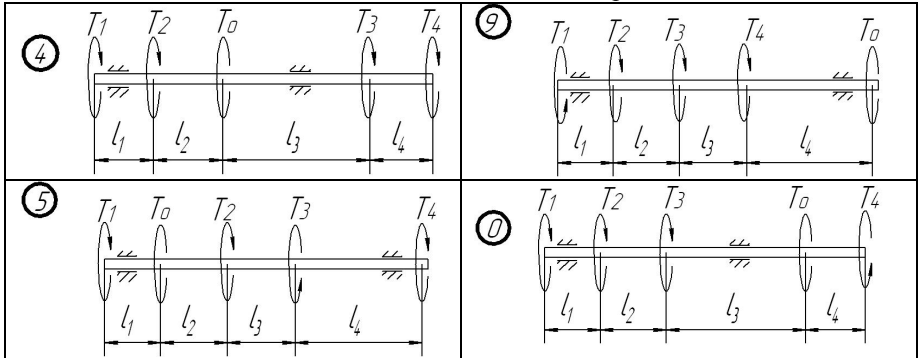
Схеми навантаження валу







Продовження таблиці 2.2 –



### Задача 3:

- проаналізувати схему навантаження балки;
- дослідити рівновагу двохопорної балки при випробуваннях на згин;
- визначити внутрішні силові фактори в перерізах балки, а саме поперечні сили та згинаючі моменти;
- з умови міцності підібрати три різновиди поперечних перерізів: круглого, прямокутного (з співвідношенням сторін  $k = \frac{h}{b}$ ) та двотаврового перерізу;
- проаналізувати отримані результати, виявити раціональний профіль перерізу, порівнявши маси балок.

### Методичні рекомендації до розв'язання задачі

Відомо, що при деформації згину в поперечних перерізах балок виникають внутрішні силові фактори – моменти згину і поперечні сили. При одночасній дії в перерізі обох силових факторів, згинаючих моментів і поперечних сил, згин називають поперечним, а при відсутності поперечної сили – чистий згин.

Внутрішні силові фактори визначають використовуючи метод перерізів.

Поперечна сила  $Q_y$  в перерізі балки чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх сил, які лежать по один бік від перерізу, і вважаються додатними,

якщо рівнодійна зовнішніх сил, розмішених ліворуч (праворуч) від перерізу, направлена вгору (вниз) (рис.3.1).

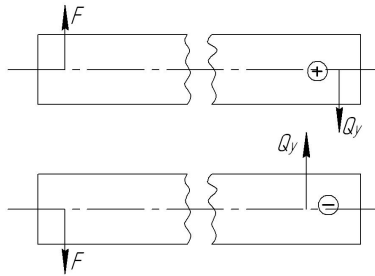


Рисунок 3.1 – Поперечні сили в перерізі при згині балки

Згинаючі моменти в перерізах балки дорівнюють алгебраїчній сумі моментів зовнішніх сил, прикладених до балки по один бік від перерізу, відносно центра ваги перерізу, що досліджується. Згинаючий момент вважається додатним, якщо зовнішнє навантаження вигинає балку випуклістю вниз і від'ємним, якщо вигин балки направлений вгору (рис.3.2).

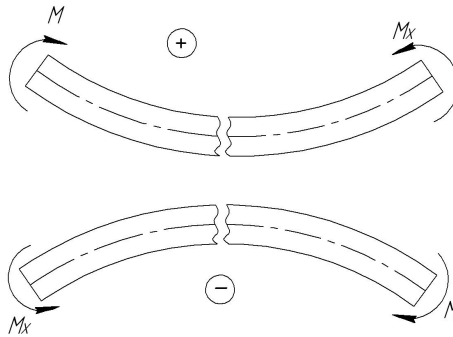


Рисунок 3.2 – Згинаючі моменти в перерізах балки

Між функціями згинаючого моменту  $M_x$ , поперечною силою  $Q_y$ , і інтенсивністю розподіленого навантаження  $q$  існують диференціальні залежності:  $\frac{dM_x}{dz} = Q_y$ ,  $\frac{dQ_y}{dz} = q$

Графічне зображення зміни згинаючих моментів по довжині балки називається епюрою згинаючих моментів.

Графічне зображення зміни поперечних сил по довжині балки називається епюрою поперечних сил.

Дослідження двохопорних балок з метою перевірки умови міцності починають з визначення опорних реакцій відповідно існуючих методик.

Далі балку уявно розбивають на ділянки. Якщо балка представляє собою брус постійного поперечного перерізу з однорідного матеріалу, то границі ділянок визначаються перерізами, в яких змінюються тільки зовнішні навантаження.

На основі методу перерізів і диференціальних залежностей можна зробити висновок про характер епюр згинаючого моменту  $M_x$ , поперечної сили  $Q_y$  в залежності від діючих на балку навантажень.

Для епюр поперечних сил мають місце наступні взаємозв'язки:

- на ділянці, що навантажена рівномірно розподіленим навантаженням, епюра  $Q_y$  зображується похилою прямою;
- на ділянці, вільній від розподіленого навантаження, епюра  $Q_y$  зображується лінією паралельною осі балки;
- в перерізі балки, де прикладена зосереджена сила, на епюрі  $Q_y$  має місце "скачок" значенні поперечної сили, що чисельно дорівнює модулю зосередженої сили.

Для епюр згинаючих моментів існують наступні взаємозв'язки:

- на ділянці, навантаженій рівномірно розподіленим навантаженням, епюра  $M_x$  зображується квадратичною параболою;
- на ділянці, вільному від рівномірно розподіленого навантаження, епюра  $M_x$  зображується прямою лінією;
- в перерізі балки, де діє зовнішній момент, на епюрі  $M_x$  виникає "скачок" значення згинаючого моменту, що дорівнює модулю зовнішнього моменту;
- на ділянці, де поперечна сила дорівнює нулеві, епюра  $M_x$  – пряма лінія, паралельна осі балки;
- на ділянках з розподіленим навантаженням згинаючий момент приймає екстремальні значення, в точках де епюра поперечної сили змінює знак (перетинає ось Oz);

При згині в поперечних перерізах балки виникають нормальні і дотичні напруження.

Нормальні напруження в довільній точці поперечного перерізу визначаються по формулі:

$$\sigma = \frac{M_{x_i} \cdot Y_i}{J_i},$$

де  $M_{x_i}$  – згинаючий момент в даному перерізі, Нм;

$Y_i$  – відстань від зазначеної точки до нейтральної осі, м ;

$J_i$  – момент інерції перерізу відносно нейтральної осі.

Умова міцності при згині має вид:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{x_{max}}}{W_x} \leq [\sigma],$$

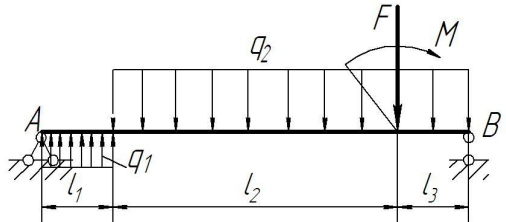
де  $M_{X_{max}}$  – максимальний згинаючий момент в перерізах балки, Н·м;

$W_X = \frac{J_X}{Y_{max}}$  – осьовий момент опору переріза відносно нейтральної осі, м<sup>3</sup>;

$[\sigma]$  – допустиме напруження для даного матеріалу балки.

### Приклад дослідження та розрахунку балки на згин.

Надано: Балка з конструктивними розмірами  $l_1 = 1\text{м}$ ,  $l_2 = 4\text{м}$ ,  $l_3 = 1\text{м}$ , знаходиться під дією зовнішнього моменту  $M = 20\text{кНм}$ , зосередженої сили  $F = 50\text{кН}$ , розподіленого навантаження інтенсивністю  $q_1 = 20\text{кН/м}$ ,  $q_2 = 2q_1 = 40\text{кН/м}$ . Матеріал балки вуглецева сталь марки Ст3. Допустиме напруження  $[\sigma] = 160\text{МПа}$ .



1. *Визначення опорних реакцій балки.*

Позбавивши балку в'язей, замінимо їх дію відповідними реакціями – реакціями опор. Опорні реакції визначаємо з II-форми умов рівноваги довільної системи сил:

$$\sum M_A(F_i) = 0$$

$$q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{l_1}{2} - q_2 \cdot (l_2 + l_3) \cdot \left( l_1 + \frac{l_2 + l_3}{2} \right) - M - F \cdot (l_1 + l_2) + R_B \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$\sum M_B(F_i) = 0,$$

$$-R_A \cdot (l_1 + l_2 + l_3) - q_1 \cdot l_1 \cdot \left( \frac{l_1}{2} + l_2 + l_3 \right) + q_2 \cdot (l_2 + l_3) \cdot \frac{l_2 + l_3}{2} - M + F \cdot l_3 = 0;$$

Розв'язуючи рівняння отримуємо:

$$R_B = \frac{-q_1 \cdot l_1 \cdot \frac{l_1}{2} + q_2 \cdot (l_2 + l_3) \cdot \left( l_1 + \frac{l_2 + l_3}{2} \right) + M + F \cdot (l_1 + l_2)}{(l_1 + l_2 + l_3)} =$$

$$= \frac{-20 \cdot \frac{1^2}{2} + 40 \cdot 5 \cdot 3,5 + 20 + 50 \cdot 5}{1 + 4 + 1} = 160 \text{ кН}$$

$$R_A = \frac{-q_1 \cdot l_1 \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l_2 + l_3\right) + q_2 \cdot (l_2 + l_3) \cdot \frac{l_2 + l_3}{2} - M + F \cdot l_3}{(l_1 + l_2 + l_3)} =$$

$$= \frac{-20 \cdot 1 \cdot \left(\frac{1}{2} + 4 + 1\right) + 40 \cdot (4 + 1) \cdot \frac{1 + 4}{2} - 20 + 50 + 1}{1 + 4 + 1} = 70 \text{кН}$$

Додатні значення отриманих реакцій опор свідчать про те, що попередньо обрані напрями реакцій є дійсними.

Правильність обчислення опорних реакцій перевіримо за допомогою рівняння рівноваги:

$$\sum Y_i = 0, \quad R_A + q_1 \cdot 1 - q_2 \cdot 5 + R_B = 0,$$

$$70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 5 + 160 = 0,$$

Умова рівноваги виконується, значить реакції опор знайдені вірно.

2. *Визначення внутрішніх силових факторів: згинальних моментів та поперечних сил в перерізах балки при згині.*

Досліджувана балка має три ділянки, для яких будемо визначати згинальні моменти та поперечні сили.

$$\text{Ділянка I:} \quad 0 \leq Z_1 \leq l_1 \quad \text{або} \quad 0 \leq Z_1 \leq 1\text{м},$$

$$\text{Рівняння поперечних сил} \quad Q_Y^I = R_A + q_1 \cdot Z_1 = 70 + 20 \cdot Z_1.$$

Значення поперечних сил на границях ділянки:

$$\text{при } Z_1 = 0 \quad Q_Y^I = 70 + 20 \cdot 0 = 70 \text{кН}$$

$$Z_1 = 1\text{м} \quad Q_Y^I = 70 + 20 \cdot 1 = 90 \text{кН}.$$

$$\text{Рівняння згинальних моментів} \quad M_X^I = R_A \cdot Z_1 + \frac{q_1 \cdot Z_1^2}{2} = 70 \cdot Z_1 + 20 \frac{Z_1^2}{2}$$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

$$\text{при } Z_1 = 0 \quad M_X^I = 0$$

$$Z_1 = 1\text{м} \quad M_X^I = 70 \cdot 1 + 20 \frac{1^2}{2} = 80 \text{кНм}.$$

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: тому, що  $Q_Y$  є лінійна зростаюча функція, що не змінює на ділянці знак, то у відповідності з диференціальними залежностями  $Q$  і  $M_X$ , епіюра  $M_X$  на ділянці буде обмежена увігнутою кривою без екстремуму.

$$\text{Ділянка II:} \quad l_1 \leq Z_2 \leq l_1 + l_2 \quad \text{або} \quad 1 \leq Z_2 \leq 5\text{м},$$

Рівняння поперечних сил

$$Q_Y^{II} = R_A + q_1 \cdot Z_1 - q_2(Z_2 - 1) = 70 + 20 \cdot Z_1 - 40(Z_2 - 1).$$

Значення поперечних сил на границях ділянки:

при  $Z_2 = 1\text{м}$   $Q_Y'' = 70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 0 = 90\text{кН}$

$Z_2 = 5\text{м}$   $Q_Y'' = 70 + 20 \cdot 1 - 40 \cdot 4 = -70\text{кН}$ .

Рівняння згинальних моментів

$$M_X'' = R_A \cdot Z_2 + q_1 \cdot (Z_2 - 0,5) - \frac{q_2 \cdot (Z_2 - 1)^2}{2} = 70 \cdot Z_2 + 20(Z_2 - 0,5) - 40 \frac{(Z_2 - 1)^2}{2}$$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

при  $Z_2 = 1\text{м}$   $M_X'' = 70 \cdot 1 + 20 \cdot (1 - 0,5) - 40 \cdot 0 = 80\text{кНм}$

$Z_2 = 5\text{м}$   $M_X'' = 70 \cdot 5 + 20 \cdot (5 - 0,5) - 40 \frac{(5 - 1)^2}{2} = 120\text{кНм}$ .

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: на ділянці  $Q_Y$  – лінійна убуваюча функція, що міняє знак, значить,  $M_X$  – опукла криволінійна функція, що має екстремум в границях даної ділянки.

Абсцису точки екстремуму знайдемо з виразу:

$$\frac{dM_X}{dZ} = Q_Y = 70 + 20 \cdot 1 - 40(Z_2 - 1) = 0, \text{ звідки } Z_2 = 3,25\text{м}.$$

Згинальний момент в точці екстремуму  $M_{X_{max}}$  дорівнює:

$$M_{X_{max}}'' = 70 \cdot 3,25 + 20 \cdot (3,25 - 0,5) - 40 \frac{(3,25 - 1)^2}{2} = 181\text{кНм}.$$

Ділянка III:  $0 \leq Z_3 \leq l_3$  або  $0 \leq Z_3 \leq 1\text{м}$ ,

Рівняння поперечних сил  $Q_Y''' = -R_B + q_2 \cdot Z_3 = -160 + 40 \cdot Z_3$ .

Значення поперечних сил на границях ділянки:

при  $Z_3 = 0$   $Q_Y''' = -160 + 40 \cdot 0 = -160\text{кН}$

$Z_3 = 1\text{м}$   $Q_Y''' = -160 + 40 \cdot 1 = -120\text{кН}$ .

Рівняння згинальних моментів  $M_X''' = R_B \cdot Z_3 - \frac{q_2 \cdot Z_3^2}{2} = 160 \cdot Z_3 - 40 \frac{Z_3^2}{2}$

Значення згинальних моментів на границях ділянки:

при  $Z_3 = 0$   $M_X''' = 0$

$Z_3 = 1\text{м}$   $M_X''' = 160 \cdot 1 - 40 \frac{1^2}{2} = 120\text{кНм}$ .

Аналізуючи отримані значення робимо висновок: тому, що  $Q_Y$  є лінійна зростаюча функція, що не змінює на ділянці знак, то у відповідності з диференціальними залежностями  $Q$  і  $M_X$ , епюра  $M_X$  на ділянці буде обмежена вигнутою кривою без екстремуму.

За отриманими значеннями  $Q_Y$  та  $M_X$  будуюмо епюри поперечних сил та згинаючих моментів (рис 3.3).

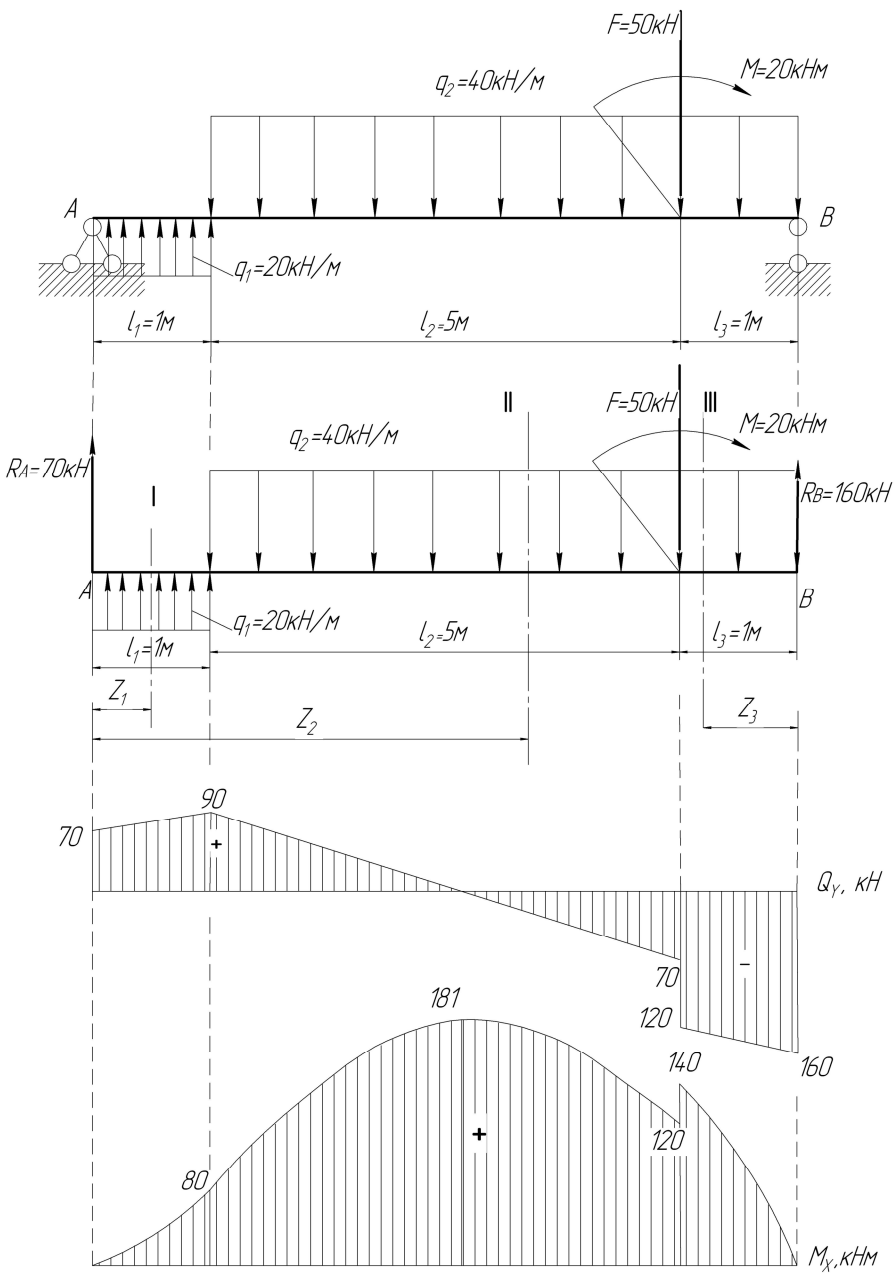


Рисунок 3.3 – Схема дослідження валу на згин.

### 3. Визначення розмірів поперечного перерізу балки.

За умовами задачі вимагається визначити раціональний профіль перерізу балки. Для цього, використовуючи умову міцності при згині,

$$\sigma_{max} = \frac{M_{xmax}}{W_x} \leq [\sigma]$$

визначимо потрібний момент опору перерізу та розміри різних видів поперечного перерізу балки:

$$W_x \geq \frac{M_{xmax}}{[\sigma]} = \frac{181 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 1,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

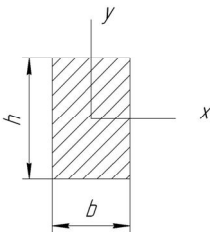
- для балки круглого перерізу -  $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$ , звідки діаметр балки

визначиться як,

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,13 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,226 \text{ м}.$$

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду Ra40 приймаємо для балки круглого перерізу діаметр  $d = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$ .

Площа поперечного перерізу  $A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,24^2}{4} = 4,52 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ .



Для балки прямокутного перерізу зі співвідношенням сторін  $k = \frac{h}{b} = 1,7$  момент опору перерізу буде дорівнювати:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{1,7^2 \cdot b^3}{6} = 0,482b^3.$$

Тоді сторона перерізу

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{W_x}{0,482}} = \sqrt[3]{\frac{1,13 \cdot 10^{-3}}{0,482}} = 0,133 \text{ м},$$

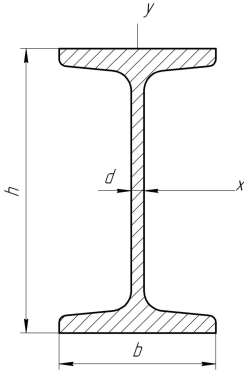
сторона перерізу  $h = 1,7b = 1,7 \cdot 0,133 = 226 \text{ мм} = 0,226 \text{ м}$

У відповідності з СТ СЭВ 514-77 з ряду Ra40 приймаємо для балки прямокутного перерізу розміри  $b = 140 \text{ мм} = 0,14 \text{ м}$ ,  $h = 240 \text{ мм} = 0,24 \text{ м}$ .

Площа прямокутного поперечного перерізу балки буде дорівнювати

$$A_2 = b \cdot h = 0,14 \cdot 0,24 = 3,36 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2.$$





Визначимо площу перерізу двотаврової балки. По сортаменту ГОСТ 8239-72 (додаток В) по моменту опору перерізу обираємо двотавр №45, з моментом опору  $W_x = 1220 \text{ см}^3$  і площею поперечного перерізу  $A_3 = 83 \text{ см}^2 = 0,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ .

4. *Аналіз металоемності балок різного поперечного перерізу.*

Металоемність балок трьох досліджуваних перерізів можна оцінити, порівнюючи їх площі:

$A_1 : A_2 : A_3 = 4,52 : 3,36 : 0,83$ , або прийняв одну, найменшу з них за одиницю, маємо  $A_1 : A_2 : A_3 = 5,44 : 4,05 : 1,0$ .

Порівняння показує, що найбільш економічним є двотавровий переріз балки, а найменш економічним – круглий.

Таблиця 3.1 –

Вихідні дані для дослідження балки на згин

Буква прізвища	Номер схеми	F, кН	M, кНм	q, кН/м	Розміри балки, м			[σ]	$k = \frac{h}{b}$
					$l_1$	$l_2$	$l_3$		
А, Б, В	1	10	10	20	1,0	2,0	0,8	80	1,5
Г, Ґ, Д	2	20	20	18	1,2	2,8	0,9	90	1,6
Е, Ж, З,	3	30	30	30	1,3	2,6	1,0	100	1,7
І, І, К	4	40	40	32	1,4	2,4	1,1	110	1,8
Л, М, Н	5	50	50	24	1,5	2,2	1,2	120	1,9
О, П, Р	6	60	60	25	1,6	2,0	1,3	130	2,0
С, Т, У	7	70	70	35	1,7	2,8	1,4	140	1,9
Ф, Х, Ц	8	80	80	40	1,8	2,6	1,5	150	1,8
Ч, Ш, Щ,	9	90	90	25	1,9	2,4	1,4	160	1,7
Є, Ю, Я	0	100	100	20	2,0	2,2	0,8	150	1,6
	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Примітка: При виборі варіанту слід пронумерувати букви прізвища і відповідно до номеру букви обирати дані з таблиці. Для всіх варіантів матеріал вала – вуглецева сталь марки Ст3.

Наприклад: І В А Н Ч Е Н К О В

1 2 3 4 5 6 7 8 9 0

З таблиці обираємо: схема 4,  $F_1=10\text{кН}$ ,  $M=10\text{кНм}$ ,  $q = 24\text{кН/м}$ ,  
 $l_1 = 1,9\text{м}$ ,  $l_2=0,9\text{м}$ ,  $l_3 = 2,6\text{м}$ ,  $[\sigma] = 110\text{МПа}$ ,  $k = 2,0$

## Схеми двохопорних балок для дослідження на згин

Варіанти схем балок для дослідження на згин	

#### **Задача 4:**

Виконати структурний аналіз плоских механізмів (варіант завдання обирається за номером у списку).

#### **Методичні рекомендації до розв'язання задачі**

Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну жорстку рухому систему тіл, називається рухомою ланкою механізму або машини. Рухоме з'єднання двох ланок, які взаємодіють, називається кінематичною парою. Всі механізми за розташуванням ланок у просторі розподіляються на плоскі та просторові. Структурний аналіз механізмів включає в себе: визначення ступеню рухомості механізму та його класу з зазначенням будови механізму. Число ступенів вільності плоского механізму визначається за структурною формулою для плоских механізмів загального вигляду:

$$W=3n-2p_1-p_2,$$

де  $n$  – число ланок, які рухаються,

$p_1$  – число однорухомих кінематичних пар,

$p_2$  – число дворухомих кінематичних пар.


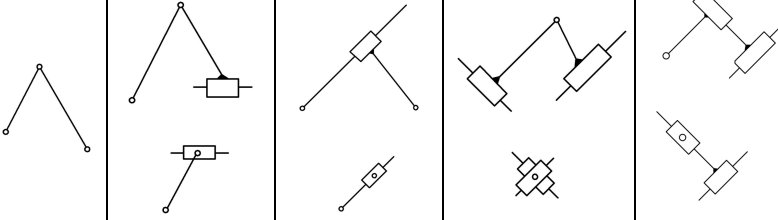
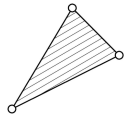
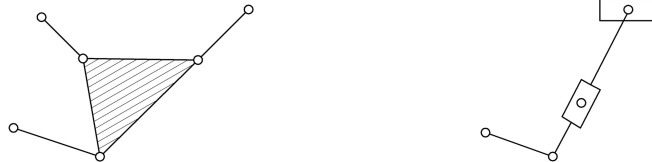
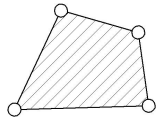
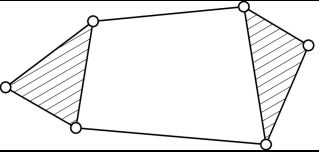
Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами пар до інших ланок механізму не змінює його ступінь вільності і який не можна роз'єднати на простіші кінематичні ланцюги нульового ступеня вільності, називається структурною групою, або групою Ассура. Порядок структурної групи визначається кількістю елементів ланок, якими вони приєднуються до механізму. Клас структурної групи визначається кількістю кінематичних пар, що утворюють замкнений контур групи (таб. 4.1).

Клас механізму визначається найвищим класом структурних груп, які входять до нього, та залежить від вибору початкових механізмів. Початковий механізм (механізм I класу) – це дволанковий механізм, що складається з ведучої (початкової) ланки та стійки. Існує певний порядок проведення структурного аналізу механізмів.

1. Визначають число ступенів вільності механізму (або кінематичного ланцюга).
2. Виділяють початкові ланки, кількість яких визначається числом ступенів вільності механізму (кінематичного ланцюга). Початкова ланка і стояк утворює механізм I класу.
3. Розбивають механізм на структурні групи. Відокремлення структурної групи частіше всього розпочинають з ланок і пар, найвіддаленіших від початкової ланки. Розпочинають зі спроби від'єднати від механізму групи II класу. Від'єднуючи структурні групи, треба перевірити число ступенів вільності  $W$  тієї частини механізму, яка залишилась, при цьому  $W$  змінюватись не повинно. Групи відокремлюються до того часу, поки не залишаться одна початкова ланка і стояк (механізм I класу), якщо  $W=1$ , чи кілька початкових ланок, кількість яких дорівнює одержаному числу ступенів вільності. Якщо спроби відокремлення груп II класу не дадуть такого результату, треба переходити до спроб відокремлення груп III класу, потім IV тощо.

Таблиця 4.1 –

## Класифікація груп Ассура

Клас	Ознака	Схеми груп Ассура					Порядок
I							2
III							3
IV							2

4. Визначають клас і порядок структурних груп і клас механізму.
5. Записують формулу будови механізму.

Порядок приєднання структурних груп (формулу побудови механізму) важливо знати для проведення кінематичного та силового аналізу.

**Приклад 4.1.** Виконати структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстату (рис. 4.1, а), якщо початкова ланка – кривошип ОА.

**Розв'язання.**

1. Наданий механізм складається із п'яти рухомих ланок, тобто ( $n=5$ ).
2. Надамо характеристику кінематичним парам механізму (таб.4.2)

Таблиця 4.2 –

№ кінематичної пари	З яких ланок складається	У якій точці утворена	За характером відносного руху	За ступенем вільності
1	0-1	$O$	обертальна	V класу
2	1-2	$A_1$	обертальна	V класу
3	2-3	$A_3$	поступальна	V класу
4	0-3	$B$	обертальна	V класу
5	3-4	$C$	обертальна	V класу
6	4-5	$D$	обертальна	V класу
7	0-5	$D_0$	поступальна	V класу

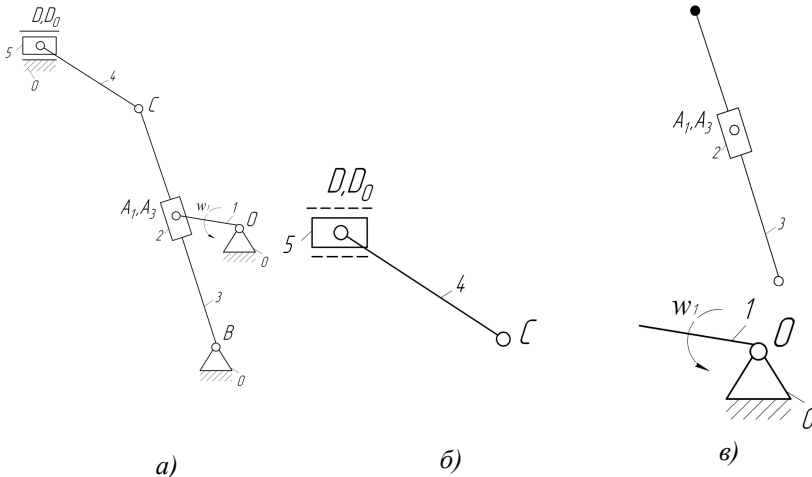


Рисунок 4.1 – Структурний аналіз механізму поперечно-стругального верстата: а) схема механізму поперечно-стругального верстата; б) відокремлена група Ассура 4-5; в) відокремлена група Ассура 2-3 та вхідна ланка

3. Число ступенів вільності визначаємо за формулою Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$$

4. Розкладаємо механізм на групи Ассура, починаючи з останньої ланки

5. Відокремлюємо кінематичний ланцюг 4-5 (рис.1, б). Розрахуємо ступінь вільності для залишкової частини механізму:

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1.$$

Враховуючи, що  $W$  не змінилось, відокремлений кінематичний ланцюг є групою Ассура II класу II порядку.

Далі відокремлюємо кінематичний ланцюг 2-3, після чого залишається початкова ланка, ступінь вільності якої  $W=1$  (рис.1, в). Значить відокремлений кінематичний ланцюг 2-3 є групою Ассура II класу II порядку.

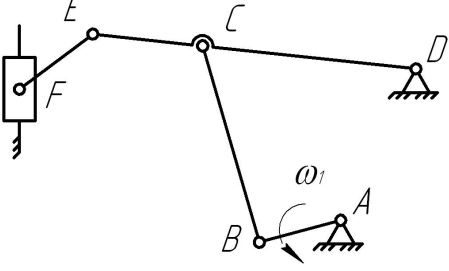
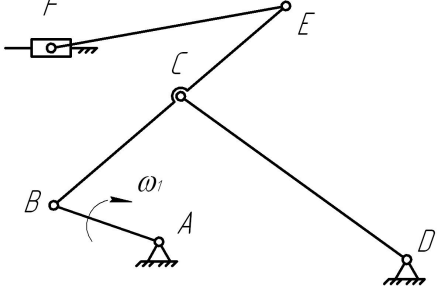
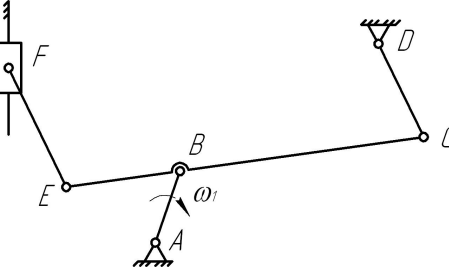
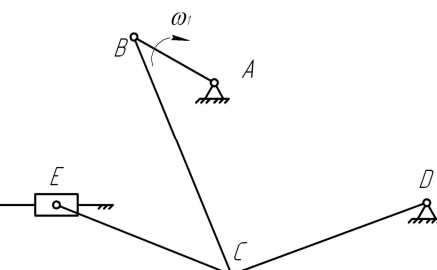
6. Запишемо структурну формулу механізму:

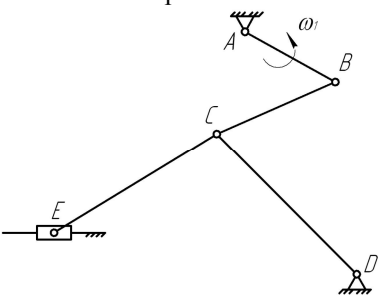
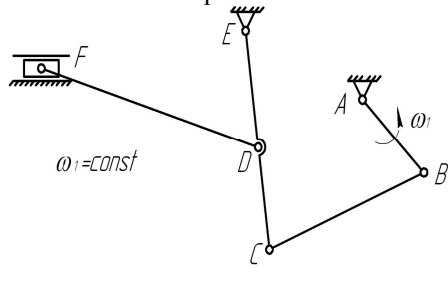
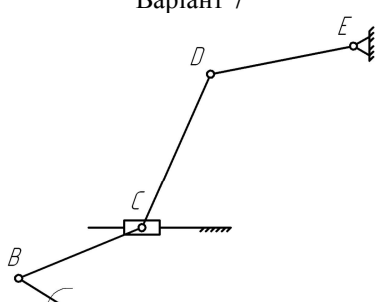
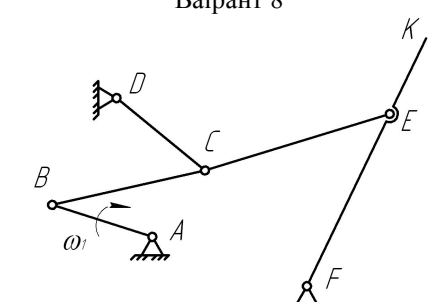
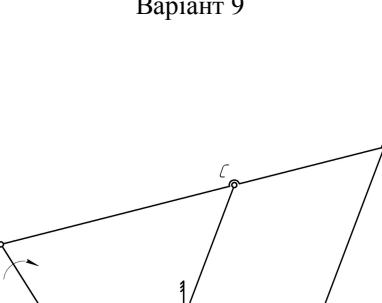
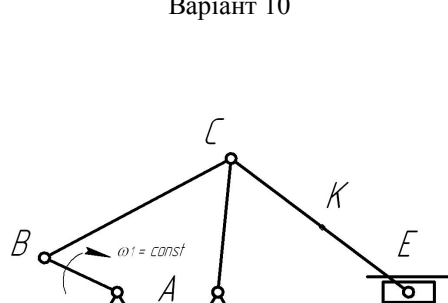
$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5).$$

Досліджений механізм – II класу.

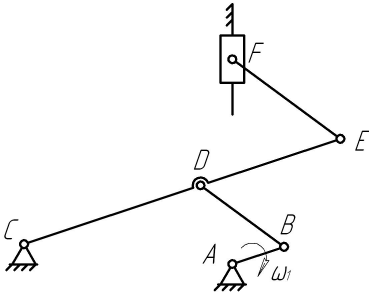
Таблиця 4.3 –

Схеми механізмів, до складу яких входять тільки нижчі кінематичні пари

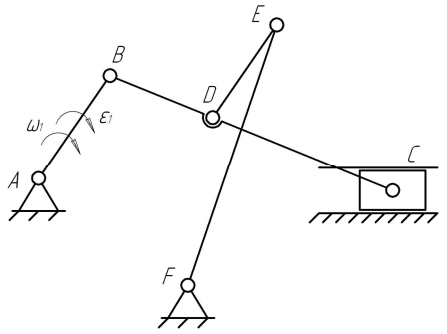
<p style="text-align: center;">Варіант 1</p>  <p style="text-align: center;">Механізм преса</p>	<p style="text-align: center;">Варіант 2</p>  <p style="text-align: center;">Механізм поперечно-строгального верстата</p>
<p style="text-align: center;">Варіант 3</p>  <p style="text-align: center;">Механізм компресора двобічної дії</p>	<p style="text-align: center;">Варіант 4</p>  <p style="text-align: center;">Механізм штемпельного преса</p>

<p>Варіант 5</p>  <p>Механізм гойдального конвеєра</p>	<p>Варіант 6</p>  <p>Механізм грохота конвеєра</p>
<p>Варіант 7</p>  <p>Механізм грохота</p>	<p>Варіант 8</p>  <p>Механізм каменеподрібновача</p>
<p>Варіант 9</p>  <p>Механізм дозуючого пристрою</p>	<p>Варіант 10</p>  <p>Механізм гойдального конвеєра</p>

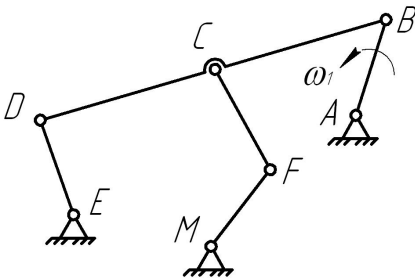
Варіант 11



Варіант 12

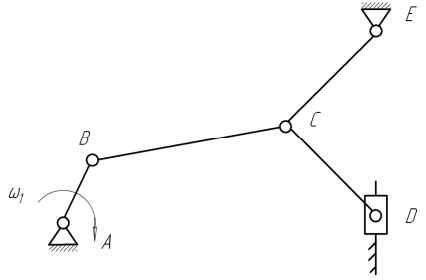


Варіант 13

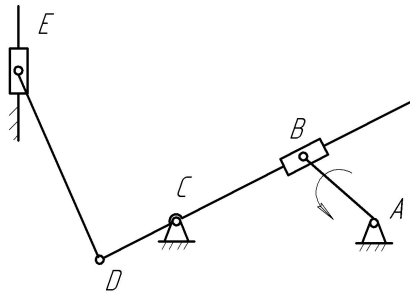


Механізм штовхача

Варіант 14

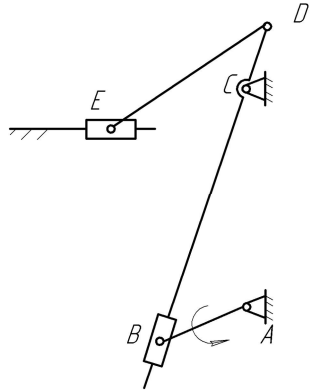


Варіант 15



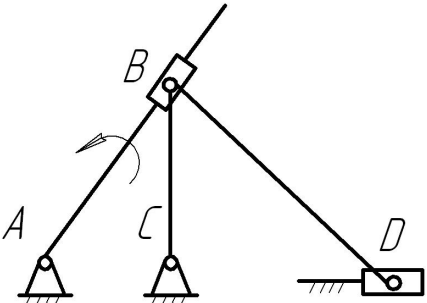
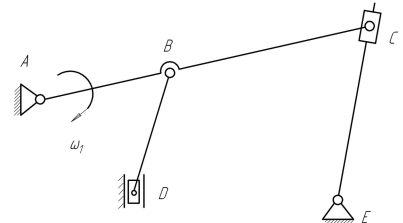
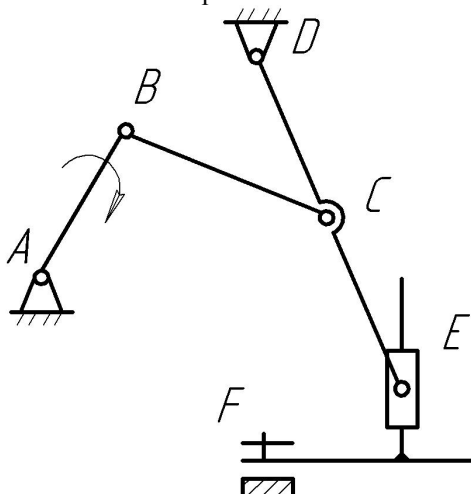
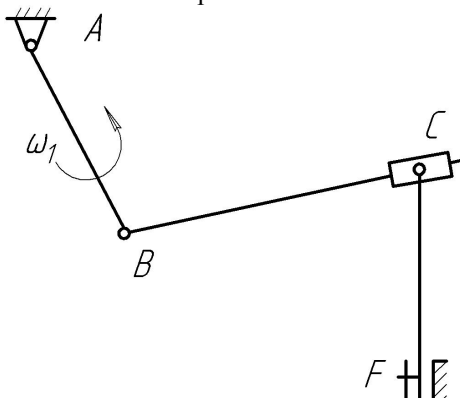
Механізм довбального верстата

Варіант 16



Механізм стругального верстата



<p style="text-align: center;">Варіант 17</p>  <p style="text-align: center;">Механізм грохота конвеєра</p>	<p style="text-align: center;">Варіант 18</p> 
<p style="text-align: center;">Варіант 19</p>  <p style="text-align: center;">Механізм гойдального конвеєра</p>	<p style="text-align: center;">Варіант 20</p>  <p style="text-align: center;">Механізм плунжерного насосу</p>

### Задача 5:

Спроекувати редуктор приводу стрічкового конвеєра за наступними даними:

- |   |                       |
|---|-----------------------|
| 1. Тягове зусилля стрічки                         | $F = \dots$ кН        |
| 2. Швидкість стрічки                              | $V = \dots$ м/с       |
| 3. Діаметр барабана                               | $D = \dots$ м         |
| 4. Термін служби<br>(років)                       | $C_{сл} = \dots$ роки |
| 5. Додова тривалість роботи                       | $Z_{см} = \dots$ змін |
| 6. Коефіцієнт використання приводу протягом зміни | $K_{и} = \dots$       |
| 7. Коефіцієнт перевантаження                      | $K_{п} = \dots$       |
| 8. Вимоги до габаритів приводу                    | $\dots$               |
| 9. Тип зубчастої передачі                         | $\dots$               |

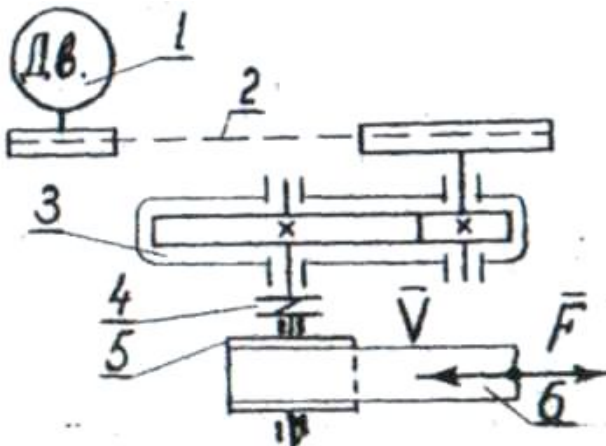


Рис. 5.1 – Схема приводу

- 1- електродвигун
- 2 - пасова передача
- 3 - редуктор
- 4 - муфта
- 5 - барабан
- 6 - стрічка

### Рекомендації по вибору чисельних значень варіантів вихідних даних

Підставою для вибору варіанту вихідних даних є прізвище студента, перші дев'ять букв якого виписуються в один рядок. Якщо в прізвищі налічується менше дев'яти букв, то її пишуть повторно до закінчення рядка з дев'яти букв. В разі, якщо в групі є однофамільці, то заповнення рядка починають з імені, після трьох букв якого слідує прізвище. Букви прізвища нумеруються числами від 1 до 9. Чисельне значення кожного варіанту вихідних даних визначається по таблиці варіантів на пересіченні графи,

відповідній даній цифрі і рядку, що містить відповідну букву прізвища.

**Приклад вибору значень вихідних даних для студента Іванова Івана**

Варіант	І	В	А	Н	О	В	І	В	А
Номер графи	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Числове значення	23,5 кН	1,45 м/с	0,3 м	5 років	2 зміни	0,6	1,3	не жорсткі	прямозуба

Таблиця 5.1 –

**Чисельні значення варіантів вихідних даних**

Варіант	Позначення								
	$F$	$V$	$D$	$C_{сл}$	$Z_{см}$	$K_u$	$K_n$	Вимоги до габаритів приводу	Тип зубчастієї передачі
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
А К Х	6	1,50	0,20	2	1	0,6	1,20	жорсткі	прямозуба
Б Л Ц	7,5	1,65	0,25	3	2	0,7	1,25	нежорсткі	косозуба
В М Ч	9,0	1,80	0,30	4	3	0,8	1,30	жорсткі	шевронна
Г Н Ш	10,5	1,95	0,35	5	1	0,9	1,35	нежорсткі	прямозуба
Д О Щ	12,0	2,10	0,40	6	2	1,0	1,40	жорсткі	косозуба
Е П Ъ	13,5	2,25	0,45	5	3	0,9	1,45	нежорсткі	шевронна
Е Р Ы	15,0	2,40	0,50	4	1	0,8	1,50	жорсткі	прямозуба
Ж С Ъ	16,5	2,55	0,55	3	2	0,7	1,45	нежорсткі	косозуба
З Т Э	18,0	2,70	0,60	2	3	0,6	1,40	жорсткі	шевронна
И У Ю	19,5	2,85	0,65	3	1	0,7	1,35	нежорсткі	прямозуба
Й Ф Я	21,0	3,00	0,70	4	2	0,8	1,30	жорсткі	косозуба

**5.1 Вибір електродвигуна. Розрахунок енергосилових та кінематичних параметрів привода робочої машини.**

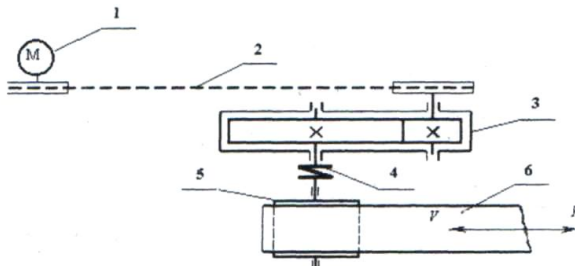


Рисунок 5.2 – Кінематична схема конвеєрної установки  
 1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор;  
 4 – муфта; 5 – барабан; 6 – стрічка.

Вихідні дані:

1. Тягова сила стрічки конвеєра  $F = 6$  кН.
2. Швидкість переміщення стрічки  $v = 1,5$  м/с.
3. Діаметр барабану  $D = 0,2$  м.
4. Строк служби  $c_{cl} = 5$  років.
5. Добова тривалість роботи  $K_{дт} = 3$  зміни.
6. Коефіцієнт використання привода машини на протязі зміни  $K_{мз} = 0,8$ .
7. Вимоги до габаритів привода – не жорсткі.
8. Тип передачі – прямозуба з циліндричними колесами.

5.1.1. Визначення потужності на приводному валу барабану конвеєра

$$P_{\bar{c}} = P_{np} = F \cdot v \cdot 10^{-3} = 6 \cdot 10^3 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3} = 9 \text{ кВт.}$$

Визначення потрібної розрахункової потужності електродвигуна

$$P_{\text{дв.р.}} = \frac{P_{np}}{\eta_{заг}} = \frac{9}{0,9} = 10 \text{ кВт,}$$

де  $\eta_{заг}$  – загальний ККД передавального пристрою (муфти і механічних передач), який дорівнює

$$\eta_{заг} = \eta_{nac} \cdot \eta_{zn} \cdot \eta_n^k = 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,9$$

де  $\eta_{nac} = 0,96$  – ККД пасової передачі;

$\eta_{zn} = 0,97$  – ККД зубчастої передачі;

$\eta_n = 0,9$  – ККД однієї пари підшипників кочення;

$k$  – кількість пар підшипників кочення.

**5.1.2** Кутова швидкість приводного валу конвеєра

$$\omega_{np} = \frac{v}{0,5D} = \frac{1,5}{0,5 \cdot 0,2} = 15 \text{ рад/с.}$$

**5.1.3** Визначаємо максимальну кутову швидкість валу двигуна і його частоту обертання, беручи до уваги, що для зубчастого редуктора рекомендується передаточне число  $u_{zn} \geq 4$ , а для пасової передачі  $u_{nac} \geq 2$ :

$$\omega'_{\text{дв}} < \omega_{np} \cdot u_{zn} \cdot u_{nac} < 15 \cdot 4 \cdot 2 = 120 \text{ рад/с;} \quad n'_{\text{дв}} < 30 \cdot \omega'_{\text{дв}} / \pi = (30 \cdot 120) / \pi = 1146 \text{ хв}^{-1}$$

**5.1.4** Вибираємо із довідника трифазний асинхронний двигун єдиної серії 4А, тобто 4А160М6 з такими параметрами:

- номінальна потужність  $P_{\text{дв}} = 11$  кВт;

- номінальна частота обертання  $n_{\text{дв}} = 975 \text{ хв}^{-1}$ .

Кратність максимального обертового моменту  $K_T = \frac{T_{max}}{T_{ном}} = 2,0$ .

Кратність пускового обертового моменту  $K_{нук} = \frac{T_{нук}}{T_{ном}} = 1,2$ .

**5.1.5** Перевірка двигуна на можливість його запуску при максимальному навантаженні конвеєра за виразом:

$$P_{\text{дв.р}} * K_{\Pi} < P_{\text{дв}} * \frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}};$$

$$10 * 1,2 < 11 * 1,2$$

Оскільки нерівність видержується, двигун 4A160M6 є придатним. Його конструкцію, габаритні розміри, а також монтажні (діаметр вала та його довжина) і приєднувальні розміри показані на рис. 2.

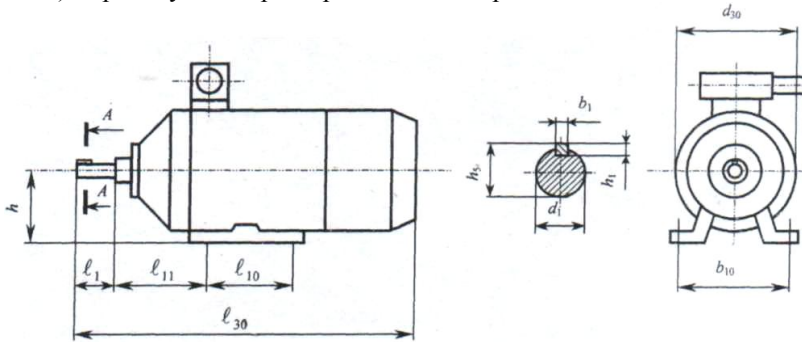


Рисунок 5.3 – Конструкція асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором.

Таблиця 5.2 –

Основні технічні характеристики електродвигуна

Тип двигуна	Номінальна потужність $N_{\text{дв}}$ , кВт	Частота обертання $n_{\text{дв}}$ , об/хв	Кутова швидкість $\omega_{\text{дв}}$ , с <sup>-1</sup>	Відношення пускового (максимального) обертаючого момента до номінального	
				$\frac{T_{\Pi}}{T_H}$	$\frac{T_{\text{MAX}}}{T_H}$
4A160M6	11,0	975	120	1,2	2

**5.1.6** Уточнення загального передаточного числа  $U_{\text{заг}}$  механічного пристрою та розподіл його між пасовою та зубчастою передачами

$$\text{Оскільки } \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 975}{30} = 102,05 \text{ рад/с, } u_{\text{заг}} = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{пр}}} = \frac{102,5}{15} = 6,8.$$

$$\text{Приймаємо } u_{\text{нас}} = 2, \text{ тоді } u_{3\Pi} = \frac{u_{\text{заг}}}{u_{\text{нас}}} = \frac{6,8}{2} = 3,4 \text{ що менше } u_{\text{зн}}^{\text{max}} = 7.$$

**5.1.7** Визначаємо кутові швидкості вала шестерні та колеса

$$\omega_1 = \omega_{ш} = \frac{\omega_{ДВ}}{u_{нас}} = \frac{102,5}{2} = 51,025 \text{ рад/с}; \quad \omega_2 = \omega_к = \frac{\omega_1}{u_{зн}} = \frac{51,025}{3,4} = 15 \text{ рад/с}.$$

**5.1.8** Визначаємо потужності на валах шестерні та колесах

$$P_1 = P_{ДВ} \cdot \eta_{ПАС} \cdot \eta_{П} = 10 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,5 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{ЗП} \cdot \eta_{П} = 9,5 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 9,12 \text{ кВт}.$$

**5.1.9** Визначаємо обертові моменти на валах шестерні та колеса

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{9,5 \cdot 10^3}{15,025} = 186,2 \text{ Нм}.$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{9,12 \cdot 10^3}{15} = 608 \text{ Нм}.$$

**5.2. Розрахунок та конструювання зубчатих коліс редуктора**  
(Технічні умови: до розмірів редуктора не пред'являють жорстких вимог)

### 5.2.1 Проектний розрахунок

Вибір матеріалів зубчастих коліс та призначення термообробки.

Для виготовлення шестерні та колеса вибираємо леговану сталь 40ХН, з термообробкою – поліпшення (табл. ). За даними табл. вибираємо:

для шестерні твердість поверхні зубців  $H_1 = 230 \dots 300$  НВ (найбільш ймовірна твердість  $H_1 = 280$  НВ),

для колеса твердість поверхні зубців  $H_2 = 220 \dots 262$  НВ (найбільш ймовірна твердість  $H_2 = 245$  НВ).

Визначаємо допустимі напруження для розрахунку колес передач

а) Допустимі контактні напруження, границі контактної витривалості зубців шестерні та колеса [2], табл. 4.5. будуть такими:

$$\sigma_{H_{01}} = 2H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H_{02}} = 2H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}.$$

Допустимі контактні напруження для зубців шестерні та колеса знаходимо за формулами:

$$[\sigma]_{n_1} = \frac{\sigma_{H_{01}}}{[n_H]} = \frac{630}{1,1} = 573 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{n_2} = \frac{\sigma_{H_{02}}}{[n_H]} = \frac{560}{1,1} = 509 \text{ МПа}.$$

де  $[n_H] = 1,1$  – коефіцієнт запасу міцності;

б) Допустимі напруження на згинання, границі витривалості зубців при згинанні:

$$\sigma_{F_{01}} = 1,8H_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа}; \quad \sigma_{F_{02}} = 1,8H_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа};$$

в) Допустимі напруження на згинання зубців шестерні та колеса визначаємо

за формулою:

$$[\sigma]_{F_1} = \frac{\sigma_{F_{01}}}{[n_F]} = \frac{504}{2,2} = 229 \text{ МПа}; \quad [\sigma]_{F_2} = \frac{\sigma_{F_{02}}}{[n_F]} = \frac{441}{2,2} = 200 \text{ МПа},$$

де  $[n_F]=2,2$  – коефіцієнт запасу міцності.

Визначаємо міжосьову відстань передачі за умови забезпечення контактної витривалості поверхонь зубців за формулою:

$$a \geq K_a (u_{3П} + 1)^3 \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta}}{\psi_{Ba} u_{3П}^2 [\sigma_{H2}]^2}}$$

Для цього попередньо беремо коефіцієнт ширини вінця  $\psi_{Ba}=0,3$  і відповідно знаходимо:

$$\psi_{Ba} = 0,5 \psi_{Ba} (u_{3П} + 1) = 0,5 * 0,3 (3,4 + 1) = 0,66.$$

За даними табл. 4.9, залежно від  $\psi_{Ba}$  (симетричне розміщення зубчастих коліс відносно опор валів та твердість  $H < 350$  НВ) визначаємо коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців,  $K_{H\beta} = 1,035$ .

Допоміжний коефіцієнт  $K_a = 49,5$  МПа, тоді мінімальна міжосьова відстань:

$$a > 49,5(3,4+1) \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 608 \cdot 1,035}{0,3 \cdot 3,4^2 \cdot 509^2}} = 217,8 \sqrt[3]{0,7} = 217,8 * 0,888 = 193,4 \text{ мм.}$$

Вибираємо модуль зубців за виразом  $m = a(0,01 \dots 0,02) = 193,4(0,01 \dots 0,02) = 1,93 \dots 3,87$  мм.

Стандартний модуль  $m = 2,5$  мм.

$$\text{Сумарна кількість зубців коліс } Z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 193,4}{2,5} = 155.$$

$$\text{Тоді } Z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_{3П} + 1} = \frac{155}{3,4 + 1} = 35,2.$$

Приймаємо  $Z_1 = 35$ , тоді  $Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 = 155 - 35 = 120$ .

$$\text{Фактичне передаточне число } u_{3П} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{120}{35} = 3,43.$$

Визначаємо попередні деякі параметри передачі. Ділильні діаметри шестерні та колеса будуть такі:

$$d_1 = m * z_1 = 2,5 * 35 = 87,5 \text{ мм};$$

$$d_2 = m * z_2 = 2,5 * 120 = 300 \text{ мм.}$$

$$\text{Міжосьова відстань } a = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (87,5 + 300) = 193,75 \text{ мм.}$$

$$\text{Ширина зубчастих вінців } b_2 = \psi_{Ba} * a = 0,3 * 193,75 = 58,125 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $b_2 = 58$  мм.

$$b_1 = b_2 + m = 58 + 2,5 = 60,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $b_1 = 60$  мм.

Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = 0,5 \omega_1 d_1 = 0,5 * 51,025 * 87,5 * 10^{-3} = 2,23 \text{ м/с.}$$

За даними табл. 4.2 вибираємо 9-й ступінь точності для всіх показників точності зубчастих коліс та передач.

### 5.2.2 Перевірочний розрахунок.

Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну втому. Для розрахунку попередньо визначимо необхідні коефіцієнти:

$Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 22^\circ}} = 1,76 \text{ – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців};$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{E\alpha}} \approx 1,0 \text{ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній};$$

$K_{H\beta} = 1,095$  – див. П.3 розрахунку;  $K_{HV} = 1,08$  ([2] табл. 4.10) – коефіцієнт динамічного навантаження.

Тоді розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{a U_{zn}} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u_{3II} + 1)^3}{2b_2}} \leq [\sigma]_{H_2}$$

$$\sigma_H = \frac{275 \cdot 1,76 \cdot 1,0}{193,75 \cdot 3,43} \sqrt{\frac{608 \cdot 10^3 \cdot 1,095 \cdot 1,08 (3,43 + 1)^3}{2 \cdot 58}} = 0,728 \cdot 732,4 = 533 \text{ МПа},$$

що  $\geq [\sigma]_{H_2} = 509 \text{ МПа}$  і складає 4,7%, тобто лежить у допустимих межах.

Розрахунок зубців коліс на втому при згинанні. Розрахункові коефіцієнти будуть такими:

$Y_{F1} = 3,74$ ;  $Y_{F2} = 3,6$  – коефіцієнт форми зубців ([2], табл. 4.14.)

$K_{F\beta} = 1,05$  – коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині зубчастих вінців ([2], табл. 4.8.).

$K_{FV} = 1,28$  – коефіцієнт динамічного навантаження ([2], табл. 4.11.).

Розрахунок напруження згинання зубців шестерні та колеса визначаємо за формулою:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_f Y_{f1} \cdot 10^3}{b_1 m_2 Z_1} \leq [\sigma]_{F1};$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 186,2 \cdot 1,05 \cdot 1,28 \cdot 3,74 \cdot 10^3}{60 \cdot 2,5^2 \cdot 35} = 143 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2T_2 K_f Y_{f2} \cdot 10^3}{b_2 m^2 Z_2} = \frac{2 \cdot 608 \cdot 1,05 \cdot 1,28 \cdot 3,6 \cdot 10^3}{60 \cdot 2,5^2 \cdot 120} = 131 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомленого руйнування при згинанні забезпечується, оскільки розрахункові напруження при згинанні менші від відповідних



допустимих напружень  $[\sigma]_{F_1} = 229 \text{ МПа}$  та  $[\sigma]_{F_2} = 200 \text{ МПа}$ .

Розрахунок параметрів зубчастої передачі.

Розміри елементів зубців:

- висота головки зубця  $h_a = m = 2,5 \text{ мм}$ ;
- висота ніжки  $h_f = 1,25 * 2,5 = 3,125 \text{ мм}$ ;
- висота зубця  $h = 2,25m = 2,25 * 2,5 = 5,625 \text{ мм}$ ;
- радіальний зазор  $C = 0,25m = 0,25 * 2,5 = 0,625 \text{ мм}$ .

Розміри вінців зубчастих коліс:

- ділильні діаметри  $d_1 = 87,5 \text{ мм}$  і  $d_2 = 300 \text{ мм}$  (обчислені вище);
- діаметр вершини зубців  $d_{a1} = d_1 + 2m = 87,5 + 2 * 2,25 = 92,5 \text{ мм}$ ;  
 $d_{a2} = d_2 + 2m = 300 + 2 * 2,25 = 305 \text{ мм}$ ;
- діаметр впадин  $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 87,5 - 2,5 * 2,5 = 81,25 \text{ мм}$ ;  
 $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 300 - 2,5 * 2,5 = 293,75 \text{ мм}$ ;
- міжосьова відстань передачі  $a = 193,75 \text{ мм}$  (обчислена вище).

Розрахунок сил у зачепленні зубців передачі.

$$\text{Колова сила } F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 608 \cdot 10^3}{300} = 4053 \text{ Н}.$$

Радіальна сила  $F_r = F_t * \text{tg} \alpha = 4053 * 0,364 = 1475 \text{ Н}$ .

Конструктивні елементи колеса визначаються за емпіричними формулами:

- товщина обода  $\delta_0 = (3..4)m = (3..4)2,5 = 7,5 \dots 10 \text{ мм}$ , приймаємо  $\delta_0 = 10 \text{ мм}$ .
- товщина диска  $\delta_d = (0,25..0,35)b_2 = (0,25 \dots 0,35)58 = 14,5 \dots 20,3 \text{ мм}$ , приймаємо  $\delta_d = 15 \text{ мм}$ .
- діаметр центрального отвору визначаємо за формулою при  $[\tau] = 25 \text{ МПа}$

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa_2} \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{608 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{121,6 \cdot 10^3} = 49,6 \text{ мм} \text{ приймаємо } d_{e2} = 50 \text{ мм}.$$

- діаметр маточини  $d_m = (1,4 \dots 1,6) d_{e2} = (1,4 \dots 1,6)50 = 70 \dots 80 \text{ мм}$ ;  $d_m = 75 \text{ мм}$ .

- довжина маточини  $L_m = (1,0 \dots 1,2) d_{e2} = 58 \text{ мм}$ .

Для вибору конструкції шестерні визначаємо діаметр валу  $d_{e1}$  під шестернею

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa_1} \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{128,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{25,72 \cdot 10^3} = 29,5 \text{ мм} \text{ приймаємо } d_{e1} = 30 \text{ мм}.$$

Оскільки  $d_1 > 2d_{e1}$ , то шестерня приймається насадною (див. рис. 5.4)

Тому що діаметр валу значно менше діаметра западин шестерні, останню виконуємо з'ємною у вигляді диску з отвором, як показано на рис.5.4.

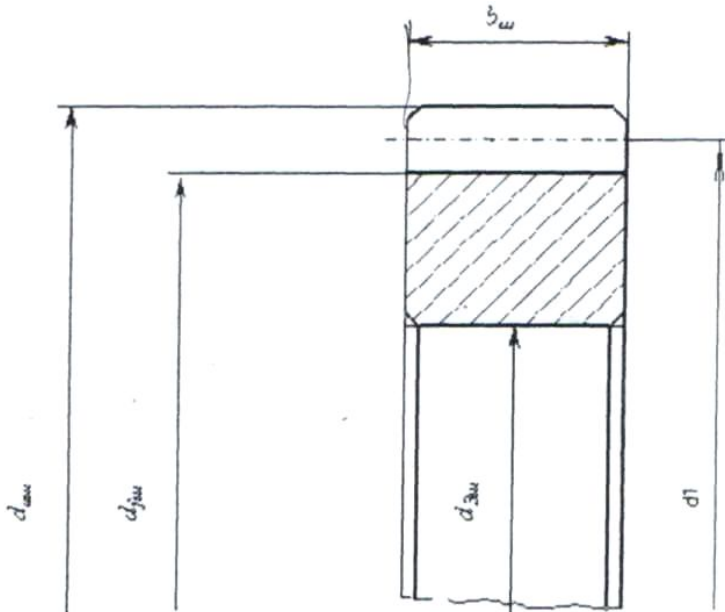


Рисунок 5.4 – Конструкція з’ємної шестерні  
 Конструювання колеса, заготовка якого отримана вільним  
 куванням, представлено на рис.5.5.

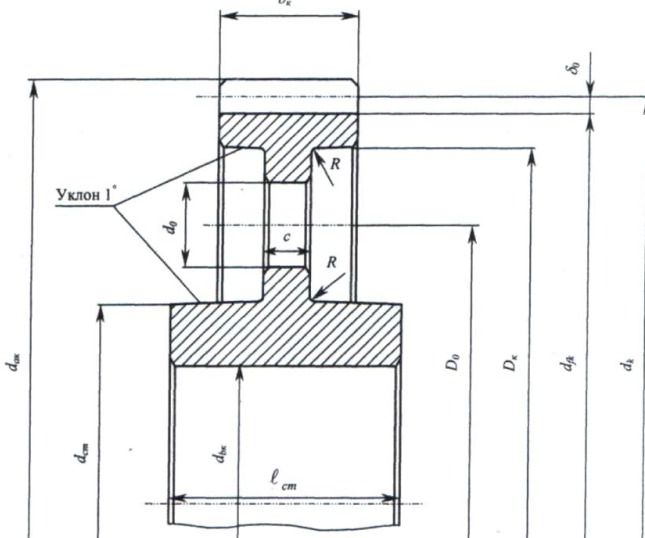


Рисунок 5.5 – Конструкція колеса з заготовки, що отримана вільним куванням

## Вимоги до оформлення контрольних робіт

В загальному випадку розв'язання задач до контрольних робіт повинно містити наступні відомості:

- тему задачі;
- дослідження заданої схеми з обґрунтуванням всіх прийнятих рішень та посиланнями на літературні джерела, потрібні рисунки;
- висновки по роботі.

Оформлення звітів по лабораторним роботам виконувати відповідно вимогам Єдиної системи конструкторської документації (ЄСКД) і ГОСТ 7.32-81.

### Питання для самоперевірки

1. Яке тіло називають брусом?
2. Що розуміють під терміном "механічне напруження"?
3. Яке напруження називають нормальним, а яке – дотичним?
4. В чом полягає суть методу перерізів? Які задачі розв'язують за допомогою цього методу?
5. Які випадки деформації бруса називають центральним розтягом (стиском)?
6. Як визначають модуль і напрям внутрішнього зусилля в довільному поперечному перерізі бруса?
7. Як розподілені нормальні напруження в поперечних перерізах центрально-розтягнутого (стиснутого) бруса?
8. Як визначаються значення та напрям (знак) нормальних напружень в довільному перерізі бруса при розтягу (стиску)?
9. Що являє собою епюра нормальних напружень при центральному розтягу (стиску)?
10. Як записується умова міцності при розтягу (стиску)?
11. Що розуміють під терміном "допустиме напруження"? В чому полягає різниця визначення допустимого напруження для пластичних та крихких матеріалів?
12. Що таке коефіцієнт запасу міцності? Від яких факторів він залежить?
13. Як формулюється та записується закон Гука?
14. Як записується умова жорсткості бруса при розтягу (стиску)?
15. Що являє собою епюра повздовжніх переміщень, як вона будується?
16. Що означають показники: границя пропорційності, границя пружності, границя текучості, границя міцності?
17. Які деформації називають пружними, а які пластичними?
18. Як визначають значення та знак нормальних та дотичних напружень в похилих площинках перерізів при розтягу (стиску) бруса?
19. При якому навантаженні прямий брус отримує деформацію кручення?

20. Який випадок плоского напруженого стану називають чистим зсувом?
21. Що називають кутом зсуву? Що таке відносний зсув і чому він дорівнює?
22. Як записується закон Гука при зсуві?
23. Що розуміють під модулем зсуву?
24. Як визначають чисельне значення, напрям і знак крутильного моменту в довільному поперечному перерізі бруса?
25. Що представляє собою епюра крутильних моментів і як вона будується? Для чого вона потрібна?
26. Які напруження виникають в поперечних перерізах круглого бруса при крученні і як вони розподіляються по перерізу?
27. Як записується умова міцності при крученні?
28. Що називають полярним моментом інерції переріза? Чому дорівнює полярний момент інерції круглого переріза?
29. Що називають полярним моментом опору переріза? Чому дорівнює полярний момент опору круглого переріза?
30. Що представляє собою епюра напружень при крученні вала?
31. Чому вал кільцевого поперечного перерізу більш економічний ніж суцільний?
32. Що розуміють під жорсткістю вала при крученні?
33. Що розуміють під абсолютним та відносним кутом закручення вала?
34. Як записується умова жорсткості при крученні?
35. Що представляє собою епюра кутів закручення і як вона будується?
36. Що таке відносний кут закручення? Чи має сенс поняття сумарного відносного кутів закручення для ступінчатого вала?
37. При якому навантаженні балка випробовує чистий, а при якому – поперечний згин?
38. Які типи опор використовують для закріплення балки на основі?
39. Як визначаються опорні реакції балки?
40. Як складаються рівняння поперечних сил і згинальних моментів в довільному перерізі на ділянках вала?
41. Що собою представляють епюри поперечних сил та згинальних моментів, і як вони будуються?
42. Як визначаються знаки поперечних сил і згинальних моментів?
43. Яка диференціальна залежність існує між згинальним моментом, поперечною силою та зовнішнім розподіленням навантаженням?
44. Як визначаються нормальні напруження в поперечному перерізі балки і як вони змінюються по висоті балки?
45. Що представляє собою нейтральний прошарок і нейтральна вісь, як вони розміщені в балці?
46. Як записується умова міцності при згині?

47. Як визначаються осьові моменти інерції та моменти опору перерізу для різних перерізів (круглого, квадратного, прямокутного)?
48. Які форми поперечного переріза є найбільш раціональними при згині?
49. Які основні задачі дисципліни «Теорія механізмів і машин»?
50. Що таке ланка, кінематична пара, кінематичний ланцюг, механізм, машина
51. Яка ланка називається вхідною, яка – вихідною?
52. За якими ознаками класифікують кінематичні пари?
53. Як класифікують кінематичні ланцюги?
54. Наведіть формули для визначення ступеня вільності плоских та просторових механізмів.
55. Яке практичне значення має ступінь вільності механізмів?
56. Як визначається клас, порядок структурної групи, клас механізму?
57. Які основні задачі синтезу механізмів?
58. Яка існує класифікація передач?
59. Назвіть передачі зчепленням.
60. Наведіть приклади застосування зубчастих передач.
61. Що таке передаточне відношення?
62. Як визначається знак передаточного відношення?
63. Які механізми називаються планетарними?
64. Запишіть формули визначення передаточного відношення через геометричні та кінематичні показники.
65. Особливості визначення передаточного відношення планетарних механізмів аналітичним методом.
66. Дати визначення евольвенти.
67. Назвати можливі профілі зубців зубчастих коліс.
68. У чому переваги евольвентного зчеплення у порівнянні з іншими?
69. Перелічити основні геометричні характеристики зубчастих коліс.
70. Що таке модуль зубчастого зчеплення?
71. Як можна визначити число зубців зубчастого колеса?
72. Яке зчеплення називають корегованим?
73. Які існують види корегування?
74. З якою метою застосовують корегування зубців?
75. Назвати основні конструктивні елементи зубчастого колеса.
76. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від розташуванні на зубчастому вінці?
77. Як класифікуються зубчасті передачі у залежності від взаємного розташування осей зубчастих коліс?
78. Які існують конструкції зубчастих коліс?
79. Які зубчасті колеса називаються бандажованими?
80. Яким чином обирається виконання шестерні та валу окремо або у вигляді вала-шестерні?

81. Назвати основні геометричні параметри зубчастого зчеплення.
82. Навести визначення електромеханічного приводу (ЕМП), його призначення.
83. Назвати енергосилові параметри приводу.
84. Описати структуру ЕМП.
85. Навести функції складових елементів ЕМП.
86. Що таке «коефіцієнт корисної дії»?
87. Яким чином визначається загальний коефіцієнт корисної дії ЕМП при послідовному приєднанні, при паралельному приєднанні?
88. Яка існує залежність між потужністю та крутним моментом ступеней ЕМП.
89. Що таке редуктор?
90. Які існують види редукторів?
91. Призначення підшипників.
92. Класифікація підшипників.
93. Як розшифровується умовне позначення підшипників?
94. Особливості конструкції підшипників ковзання.
95. Конструкція підшипників кочення.
96. Основні критерії розрахунку підшипників.
97. Особливості розрахунку за статичною вантажепід'ємністю.
98. Яким чином та в яких одиницях вимірювання визначається ресурс роботи підшипників?
99. Призначення валів?
100. Які існують типи валів у залежності від призначення?
101. Критерії навантаження вала?
102. Функціональне призначення ділянок вала?
103. Рівняння міцності вала з розрахунку на кручення.
- 104.5. Способи з'єднання деталей, які обертаються?
105. Критерії навантаження шпонкових і шліцьових з'єднань?

## Список рекомендованої літератури

1. Иоселевич Г.Б., Лебедев П.А., Стреляев В.С. Прикладная механика, - М.: Машиностроение, 1985. – 560с.
2. Ковалев Н.А. Прикладная механика. – М.: Высш. Школа, 1982. – 400с.
3. Прикладная механика / Под ред. К.М. Заблонского. – М.: Машиностроение, 1979. – 280с.
4. Прикладная механика / Под ред. В.М. Осецкого. – М.: Машиностроение, 1977. – 488с.
5. Писаренко Г.С. и др.. Соппротивление материалов. К.: Техника, 1979. – 696с.
6. Беляев М.Н. Сборник задач по сопротивлению материалов. – М.: Наука, 1966. – 348с.
7. Ободевский Б.А., Ханин С.Е., Соппротивление материалов в примерах и задачах. – Харьков: Высш. Школа, 1981. – 270с.
8. Мовнин М.С. и др.. Руководство к решению задач по технической механике. – М.: Высш. Шк., 1977. – 400с.
9. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1998. – 640 с.
10. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2001. – 660с.
11. Теория механизмов и машин/Под ред. Фролова К.В. – М.: Высш. Шк., 1987 – 496с.
12. Заблонский К.И., Белоконев И.М., Щекин Б.М. Теория механизмов и машин – К.: Вища шк., 1989 – 376 с.
13. Кіницький Я.Т. Практикум із терії механізмів і машин. Львів.: «Афіша», 2002 – 453 с.
14. Структурний аналіз плоских механізмів. Методичні вказівки до самостійної роботи студентів спеціальностей ТМ, МЕХ, МВС з курсу ТММ/ Укл.: В.Г. Пархоменко – Донецьк: ДонНТУ, 2004. – 28с.
15. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Детали машины. Курсовое проектирование. М., 1984.
16. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. 2-е вид. перероб. -Львів: Афіна 2003. – 560 с.
17. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов - 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
18. Расчет и конструирование точных механизмов. Лабораторные работы. 2-е изд., доп. и испр./ Под общ. ред. В.Т. Середы. Киев – Донецк, изд. объединение «Вища школа». Главное изд-во, 1978. 248 с.

## Додаток А

Таблиця 1 –

Значення допустимих напружень деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Твердість, НВ	Допустимі напруження, МПа	
		розтяг	стиск
Чавун	170 – 240	14	50
Низьковуглецева сталь марки Ст3	150 – 170	160	160
Вуглецева якісна марки сталь 45	160 – 190	200	200
Конструкційна легована сталь марки 40Х	265 – 315	300	300
Мідь	3,5	80	80
Латунь	55 – 150	100	100
Бронза	66 – 200	80	100
Дюралюміній	45 – 113	125	125

Таблиця 2 –

Значення модуля пружності деяких конструкційних матеріалів

Матеріал	Модуль пружності E, МПа	Модуль зсува G, МПа
Сталь	$2 \cdot 10^5 - 2,2 \cdot 10^5$	$0,81 \cdot 10^5$
Чавун	$1,15 \cdot 10^5 - 1,6 \cdot 10^5$	$0,45 \cdot 10^5$
Мідь та її сплави (латунь, бронза)	$1,0 \cdot 10^5$	$0,25 \cdot 10^5$
Дюралюміній	$0,7 \cdot 10^5 - 0,99 \cdot 10^5$	$0,27 \cdot 10^5$
Склопластик	$1 \cdot 10^4$	$0,22 \cdot 10^5$
Деревина: вздовж волокон	$0,11 \cdot 10^5$	$0,006 \cdot 10^5$
	поперек волокон	-
Бетон	0,03	-



## Додаток Б

Таблиця 1 –

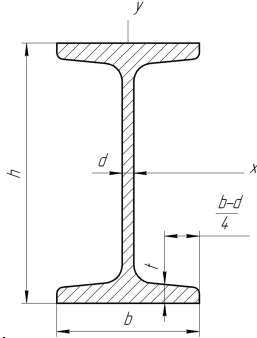
Нормальні лінійні розміри по СТ СЭВ 514-77 (витяг лінійних розмірів з стандарту в інтервалі від 10 до 950мм)

Ряд															
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	Ra5	Ra10	Ra20	Ra40
10	10	10	10	25	25	25	25	63	63	63	63	160	160	160	160
			10.5				26				67				170
		11	11			28	28			71	71			180	180
			11.5				30				75				190
	12	12	12		32	32	32		80	80	80		200	200	200
			13				34				85				210
		14	14			36	36			90	90			220	220
			15				38				95				240
16	16	16	16	40	40	40	40	100	100	100	100	250	250	250	250
			17				42				105				260
		18	18			45	45			110	110			280	280
			19				48				120				300
	20	20	20		50	50	50		125	125	125		320	320	320
			21			56	56				130				340
		22	22				60				140			360	360
		24	24								150				380

Примітка: Ряд Ra 5 слід ряду Ra10, ряд Ra10 – ряду Ra20 і т.д. Значення нормальних лінійних розмірів по ряду Ra40 при  $l > 380$ мм: 400; 420; 450; 480; 500; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 950; 950мм

## Додаток В

Сталь гарячекатана. Балки двотаврові (ГОСТ8239 – 72)



Позначення:

$h$  – висота балки;

$b$  – ширина балки;

$d$  – товщина стінки;

$t$  – середня товщина полки;

$J_x$  – момент інерції

$W_x$  – момент опору

$S_x$  – статичний момент площі напівперерізу;

$i_x$  – радіус інерції.

Номер профіля	Маса 1 п.м., кг	Розміри, мм				Площа перерізу, см <sup>2</sup>	Довідникові величини для осей							
		$h$	$b$	$d$	$t$		x – x				y – y			
							$J_x$ , см <sup>4</sup>	$W_x$ , см <sup>3</sup>	$i_x$ , см	$S_x$ , см <sup>3</sup>	$J_y$ , см <sup>4</sup>	$W_y$ , см <sup>3</sup>	$i_y$ , см	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
10	9,46	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22	
12	11,5	120	64	4,8	7,3	14,7	35	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38	
14	13,7	140	73	4,9	7,5	17,4	0572	81,7	5,73	46,5	41,9	11,5	1,55	
16	15,9	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,5	1,7	
18	18,4	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88	
18a	19,9	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,5	114	22,8	2,12	
20	21	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07	
20a	22,7	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32	
22	24	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	25,6	2,27	
22a	25,8	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	106	34,3	2,5	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
24	27,3	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97
24a	29,4	240	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	10,10
27	31,5	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2
27a	33,9	270	135	6,0	10,2	43,2	5500	407	11,3
30	36,5	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3
30a	39,2	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	518	12,50
33	42,2	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5
36	48,6	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7
40	57	400	155	8,3	13	72,6	19062	953	16,2
45	66,5	450	160	9,0	14,2	84,7	27696	1231	18,1
50	78,5	500	170	10	15,2	100,0	39727	1589	19,9
55	92,6	550	180	11,0	16,5	118,0	55962	2035	21,8
60	108,0	600	190	12,0	17,8	138,0	76806	2560	23,60

## Додаток Г

Таблиця 1 –

Середні значення коефіцієнта корисної дії механічних передач

Передача	к.п.д. $\eta$	Передача	к.п.д. $\eta$
Закрита зубчата: з циліндричними колесами з конічними колесами Відкрита зубчата передача	0,97 – 0,98  0,96 – 0,97 0,95 – 0,96	Ланцюгова: Закрита Відкрита	0,95 – 0,97 0,9 – 0,95
Закрита черв'ячна при числі заходів червяка: $z_1 = 1$ $z_1 = 2$ $z_1 = 4$	0,70 – 0,75 0,8 – 0,85 0,8 – 0,95	Пасова: з плоским пасом з клиновим і поліклиновим пасом	0,96 – 0,98 0,95 – 0,97
Примітка: 1. Витрати на тертя в підшипниках оцінюються множителем $\eta_0 = 0,99 - 0,995$ на обидві опори вала. 2. В приводах з паралельними передачами значення ккд враховують один раз. 3. В механізмах кранів витрати на тертя враховується в блоках і в канатах: $\eta_6 = 0,96 - 0,98$ .			

Таблиця 2 –

Електродвигуни асинхронні серії 4А ГОСТ 19523-81. Технічні характеристики

Тип двигуна	Номінальна потужність, кВт	Частота обертання, об/хв.	ККД	$\cos \varphi$	$\frac{T_n}{T_n}$	$\frac{T_{\max}}{T_n}$
1	2	3	4	5	6	7
Синхронна частота обертання 3000 об/хв.						
4А71В2	1,1	2810	0,78	0,87	2,0	2,2
4А80В2	2,2	2850	0,83	0,87	2,1	2,6
4А90Л2	3,0	2840	0,84	0,88	2,1	2,5
4А100С2	4,0	2880	0,86	0,89	2,0	2,5
4А100Л2	5,5	2880	0,88	0,92	2,0	2,5
4А112М2	7,5	2900	0,88	0,88	2,0	2,8

## Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
4A132M2	11,0	2900	0,88	0,90	1,7	2,8
4A160S2	15,0	2940	0,88	0,91	1,4	2,2
4A160M2	18,5	2940	0,88	0,92	1,4	2,2
4A180S2	22,0	2940	0,88	0,91	1,4	2,5
4A180M2	30,0	2945	0,90	0,95	1,4	2,5
4A200 M2	37,0	2945	0,90	0,98	1,4	2,5
4A200L2	45,0	2945	0,91	0,90	1,4	2,5
4A225M2	55,0	2945	0,91	0,92	1,4	2,5
4A250S2	75,0	2960	0,91	0,89	1,2	2,5
4A250M2	90,0	2960	0,92	0,90	1,2	2,5
4A280S2	110	18,5	0,92	0,90	1,2	2,5
Синхронна частота обертання 1500 об/хв.						
4A80A4	1,1	30,0	0,75	0,81	2,0	1,6
4A90L4	2,2	37,0	0,80	0,83	2,1	1,6
4A100S4	3,0	45,0	0,82	0,83	2,0	1,6
4A100L2	4,0	55,0	0,84	0,84	2,0	2,2
4A112M4	5,5	75,0	0,85	0,85	2,0	2,2
4A132S4	7,5	90,0	0,87	0,86	2,2	2,3
4A132M4	11,0	1460	0,88	0,87	2,2	2,3
4A160S4	15,0	1465	0,88	0,88	1,4	2,3
4A160M4	18,5	1465	0,89	0,88	1,4	2,3
4A180S4	22,0	1470	0,90	0,90	1,4	2,3
4A180M4	30,0	1470	0,91	0,89	1,4	2,3
4A200M4	37,0	1475	0,91	0,90	1,4	2,5
4A200LA	45,0	1475	0,92	0,90	1,4	2,5
4A225M4	55,0	1480	0,92	0,90	1,3	2,5
4A250S4	75,0	1480	0,92	0,90	1,2	2,3
4A250M4	90,0	1480	0,92	0,91	1,2	2,2
4A280S4	110,0	1475	0,92	0,91	1,2	2,3
Синхронна частота обертання 1000 об/хв.						
4A80B6	1,1	920	0,74	0,74	2,0	2,2
4A90B4	2,2	950	0,81	0,75	2,0	2,2
4A112MA6	3,0	955	0,81	0,76	2,0	2,5
4A112MB6	4,0	950	0,82	0,81	2,0	2,5
4A132S2	5,5	965	0,85	0,80	2,0	2,5
4A132M6	7,5	970	0,96	0,81	2,0	2,5

Продовження таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
4A160S6	11,0	975	0,86	0,86	1,2	2,0
4A160M6	15,0	975	0,88	0,87	1,2	2,0
4A180M6	18,5	975	0,88	0,87	1,2	2,0
4A200M6	22,0	975	0,90	0,90	1,3	2,4
4A200L6	30,0	980	0,90	0,90	1,3	2,4
4A225M6	37,0	980	0,91	0,89	1,5	2,3
4A250S6	45,0	985	0,92	0,89	1,2	2,1
4A250M6	55,0	985	0,92	0,89	1,2	2,1
4A280S6	75,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
4A280M6	90,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
4A315S6	110,0	985	0,92	0,89	1,4	2,2
Синхронна частота обертання 750 об/хв						
4A90LB8	1,1	700	0,7	0,68	1,6	1,9
4A112MA8	2,2	700	0,76	0,71	1,9	2,2
4A112M8	3,0	700	0,79	0,74	1,9	2,2
4A132S8	4,0	720	0,83	0,70	1,9	2,6
4A132M8	5,5	720	0,83	0,74	1,9	2,6
4A160S8	7,5	730	0,86	0,75	1,4	2,2
4A160M8	11,0	730	0,87	0,75	1,4	2,2
4A180M8	15,0	730	0,87	0,82	1,2	2,0
4A200M8	18,5	735	0,88	0,84	1,2	2,2
4A200L8	22,0	730	0,86	0,84	1,2	2,0
4A225M8	30,0	735	0,90	0,81	1,2	2,1
4A250S8	37,0	735	0,90	0,83	1,2	2,0
4A250S8	45,0	740	0,91	0,84	1,2	2,0
4A280S8	55,0	735	0,92	0,84	1,2	2,0
4A280S8	75,0	735	0,92	0,85	1,2	2,0
4A315S8	90,0	740	0,93	0,85	1,2	2,3
4A315M8	110,0	740	0,93	0,85	1,2	2,3

Таблиця 3 –

## Середні значення передаточних відношень

Передачі		<i>и</i>
Зубчата:	з циліндричними колесами	3 – 6
	з конічними колесами	2 – 4
Черв'ячна		8 – 40
Ланцюгова		3 – 6
Пасова		2 – 4

Світлана Олександрівна Вірич  
Марина Олегівна Бабенко  
Тетяна Володимирівна Горячева  
Ірина Миколаївна Лаппо

Методичні вказівки до самостійної роботи  
з дисципліни  
**«ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА»**

(для студентів навчального напрямку 6.050702 "Електромеханіка")

Українською мовою

---

Підписано до друку 22.06.2012. Формат 60x84. Ум. друк. арк. 3,94.  
Друк лазерний. Замовлення № 34/12. Тираж 30 прим.

**Надруковано в Видавничому центрі КП ДВНЗ «ДонНТУ»**