

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ЕКОНОМІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТУ**

**Кафедра «Теоретична та прикладна механіка»**



**Косарчук В.В., Агарков О. В.**

**ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА**  
**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ ТА ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ**  
**ДО ВИКОНАННЯ РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНИХ**  
**І КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ**

**Для студентів технічних спеціальностей**  
**денної та заочної форм навчання**

**Київ – 2016**

Навчально-методичний посібник «Прикладна механіка. Методичні вказівки та варіанти завдань до виконання розрахунково-графічних і контрольних робіт».

У посібнику наведені індивідуальні завдання для виконання розрахунково-графічних і контрольних робіт з прикладної механіки, які охоплюють усі розділи дисципліни.

Призначено для студентів університету технічних спеціальностей денної та заочної форм навчання.

Розглянуто та затверджено на засіданні кафедри (протокол № 11 від 16 червня 2016 р.) та на засіданні методичної комісії факультету ІРСЗТ (протокол № 10 від 23 червня 2016 р.).

Укладачі: *Косачук В. В.*, д.т.н. професор

*Агарков О. В.*, к.т.н., доцент

Рецензенти: *В.Я. Савенко*, завідувач кафедри будівництва та експлуатації доріг Національного транспортного університету, д.т.н., професор

*І. І. Кульбовський*, кандидат технічних наук,  
доцент (ДЕТУТ);

## ЗМІСТ

Передмова .....	4
1. Загальні методичні вказівки .....	5
1.1. Вибір варіанту завдань .....	5
1.2. Правила оформлення роботи .....	5
2. Контрольні завдання .....	7
Задача 1. Аналіз багатоланкового зубчастого механізму .....	7
Задача 2. Розрахунок валу на кручення .....	21
Задача 3. Розрахунок консольної балки .....	26
Задача 4. Розрахунок двохопорної балки .....	30
Задача 5. Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі .....	37
Література . .....	43

## Передмова

Прикладна механіка – дисципліна, яка є основою загальнотехнічної підготовки інженерів не машинобудівних спеціальностей. Прикладна механіка є науково-теоретичним підґрунтям механізації й автоматизації виробництва.

"Прикладна механіка" вміщує у собі основні положення таких дисциплін як:

- ✓ "Теорія механізмів і машин"
- ✓ "Опір матеріалів"
- ✓ "Деталі машин "

При цьому відповідні розділи логічно пов'язані між собою.

Предмет дисципліни – теоретичні основи проектування та надійної експлуатації деталей і конструкцій машинобудування, типових для даної галузі.

Основними завданнями курсу є: вивчення загальних принципів проектування і конструювання, будову моделей і алгоритмів розрахунків типових деталей та вузлів машинобудування з урахуванням їх головних критеріїв працездатності, що необхідно для проектування нового або модернізації та надійної експлуатації діючого обладнання.

Розв'язання задач з кожного розділу курсу "Прикладна механіка" відіграє значну роль у підготовці інженерів. Ця дисципліна не тільки навчає практичному застосуванню методів аналізу і синтезу механізмів і їх конструктивних елементів та розвиває техніку інженерних розрахунків, але й збагачує студентів новими самостійно здобутими знаннями і розширює їх технічний кругозір.

При підготовці цього навчально-методичного посібника укладачі намагалися запропонувати для розв'язання такі задачі, які можуть бути корисними як з навчальної точки зору, так і з точки зору вирішення різноманітних практичних проблем.

Завдання у посібнику розподілені по розділах, які відповідають робочій програмі дисципліни. Вихідні дані до кожного завдання індивідуалізовані і супроводжуються методичними вказівками до їх розв'язання з посиланнями на відповідну навчальну та довідкову літературу.

Усі завдання супроводжуються прикладами розв'язання.

Теоретичні основи, на яких базується розв'язання задач з розділу дисципліни «Аналіз і синтез схем механізмів і машин» (Теорія механізмів і машин) – задача 1, викладені в підручнику [3]; з розділу «Розрахунки конструктивних елементів механізмів і машин на міцність, жорсткість і стійкість» (Опір матеріалів) – задачі 2–4 – у підручнику [5]; а з розділу «Основи розрахунків і конструювання деталей машин» (Деталі машин) – задача 5 у підручнику [7] та довіднику [9].

## 1. Загальні методичні вказівки

### 1.1. Вибір варіанту завдань

У всіх випадках, крім зазначених в умовах окремих задач, номер розрахункової схеми завдання студент обирає за останньою цифрою шифру залікової книжки, а чисельні значення відповідних величин – за передостанньою.

### 1.2. Правила оформлення роботи

Робота повинна бути оформлена у відповідності до вимог стандартів ЄСКД, які наведені у посібнику [1].

Текст завдання і розрахунки повинні бути написані ручкою, а графічна частина – олівцем на стандартних аркушах паперу формату А4 (210x297), які мають бути зброшуровані. На усіх аркушах виконується рамка. Ліворуч залишаються поля шириною 20 мм, з трьох інших боків – по 5 мм. Приклад оформлення титульного аркуша показано на рис. 1.

Текст завдання повинен починатися з умови задачі, яка супроводжується вихідними значеннями величин та заданою розрахунковою схемою. Далі викладається розрахункова частина.

Розрахунки повинні супроводжуватися короткими поясненнями і кресленнями. Остаточні результати обчислень наводяться без запису проміжних операцій з додержанням правил оперування з наближеними числами.

Список використаної літератури подається в кінці роботи у тій послідовності, яка відповідає нумерації в тексті. У вихідних даних кожного джерела зазначаються: автор, назва і місце видання джерела, назва видавництва, рік і кількість сторінок видання.

**Примітка.** Роботи, які виконані недбало і без додержання поставлених вимог щодо їх оформлення, до розгляду не приймаються.

Захист роботи відбувається після перевірки її викладачем. При виявленні у ході перевірки грубих помилок і великої кількості неточностей робота повертається на доробку, в процесі якої повинні бути виправлені усі перелічені недоліки.

Виправлення помилок або нове розв'язання задачі виконується на окремих аркушах, які вклеюються у відповідному місці роботи. Окремо від роботи виправлення не розглядаються.

При захисті роботи студент повинен показати знання основних теоретичних положень з відповідних тем курсу, вміти пояснити хід розв'язання кожної задачі та відповісти на питання викладача.

Міністерство освіти і науки України  
Державний економіко-технологічний університет транспорту

Кафедра «Теоретична та прикладна механіка»

Розрахунково-графічна (контрольна) робота  
з дисципліни «Прикладна механіка»

Перевірив: викладач  
Підпис І.Б. Прізвище  
Дата

Виконав: студент  
Підпис І.Б. Прізвище  
Дата  
Шифр, група студента

2016

Рисунок 1 – Приклад оформлення титульного листа

## 2. Контрольні завдання

### *Задача 1. Аналіз багатоланкового зубчастого механізму*

Виконати кінематичний і силовий аналіз багатоланкового зубчастого механізму і визначити:

- 1) загальне передаточне відношення;
- 2) частоту обертання вихідного валу, якщо для вхідного валу частота обертання становить  $n$  об/хв;
- 3) напрям обертання вихідного валу, вибираючи довільно напрям обертання вхідного валу;
- 4) значення загального К.К.Д. механізму, вважаючи, що К.К.Д. кожної пари зубчастих коліс із урахуванням втрат дорівнює  $\eta_k$ ;
- 5) обертальний момент на вихідному валу, якщо потужність на вхідному валу становить  $P$ .

Номер варіанту завдання співпадає із порядковим номером студента за списком у журналі.

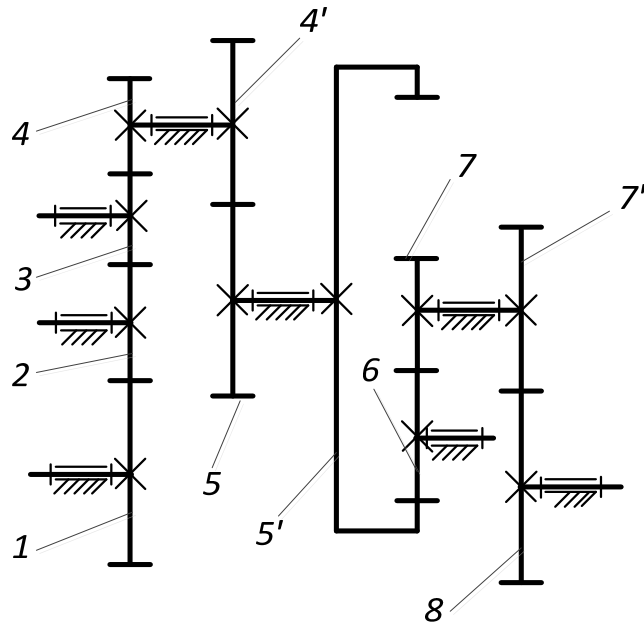
### *Методичні вказівки до виконання задачі 1*

Для розв'язання задачі передусім необхідно визначити, до якого виду передач відноситься заданий багатоланковий механізм, виділити його окремі ступені і застосувати до кожної з них методи кінематичного і силового аналізу, викладені у підручнику [2].

При визначенні загального передаточного числа і к.к.д. необхідно взяти до уваги тип з'єднання ступенів, а при визначенні напрямів обертання коліс – вибрати оптимальний спосіб визначення – алгебраїчний (за знаком передаточного відношення) або графічний за правилом стрілок.

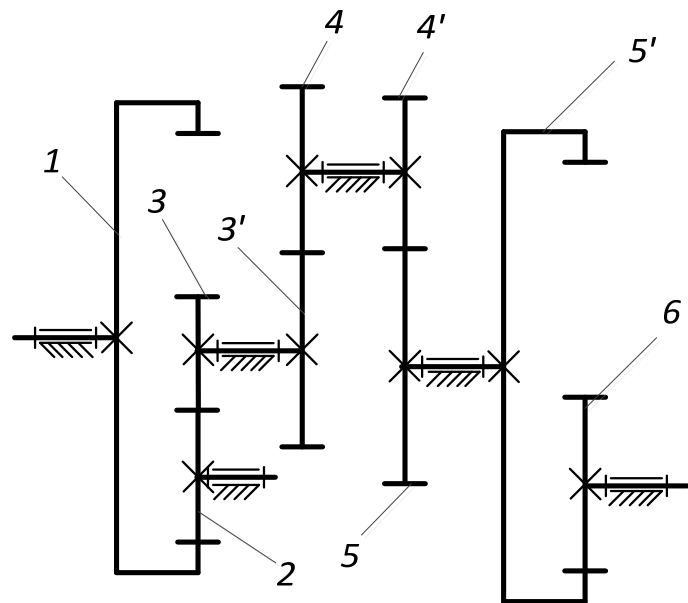
**Вариант 1:**

$z_1 = 41, z_4 = 18,$   
 $z_{4'} = 36, z_5 = 44,$   
 $z_{5'} = 120, z_7 = 23,$   
 $z_{7'} = 34, z_8 = 46,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,98,$   
 $P = 5,5 \text{ кВт}.$



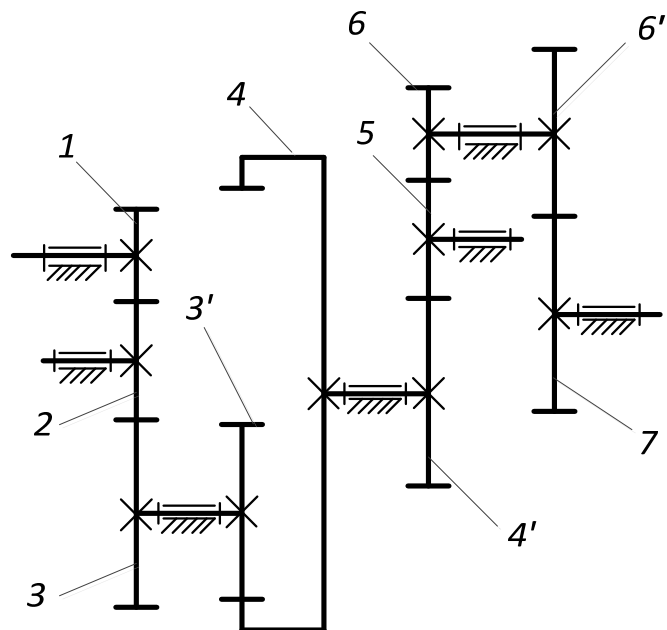
**Вариант 2:**

$z_1 = 92, z_3 = 20,$   
 $z_{3'} = 46, z_4 = 41,$   
 $z_{4'} = 34, z_5 = 58,$   
 $z_{5'} = 114; z_6 = 32,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 5,5 \text{ кВт}.$



**Вариант 3:**

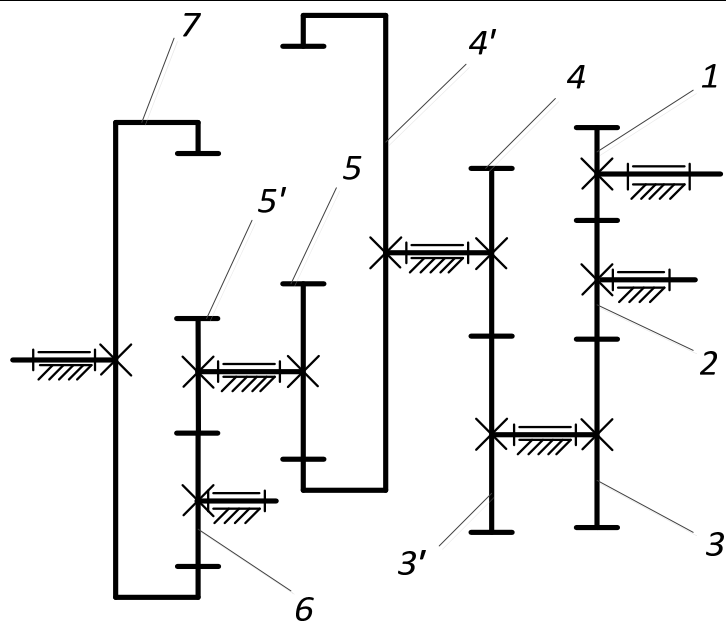
$z_1 = 23, z_3 = 60,$   
 $z_{3'} = 25, z_4 = 82,$   
 $z_{4'} = 55, z_6 = 28,$   
 $z_{6'} = 50, z_7 = 55,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,95,$   
 $P = 2,2 \text{ кВт}.$





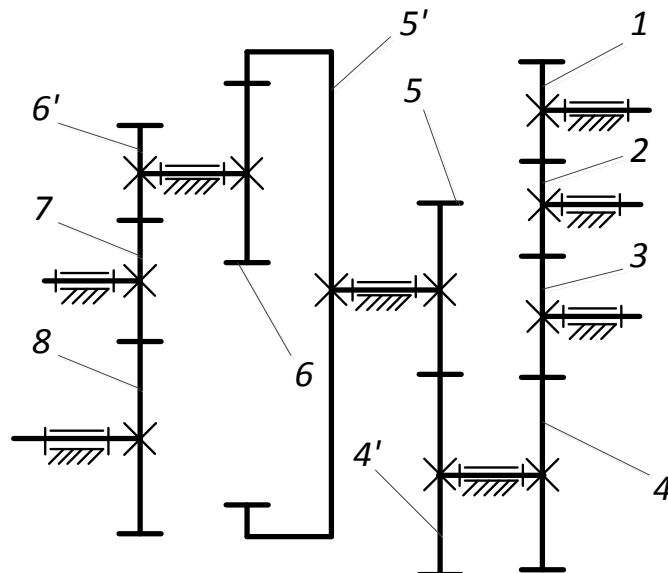
**Вариант 4:**

$z_1 = 24, z_3 = 48,$   
 $z_{3'} = 58, z_4 = 46,$   
 $z_{4'} = 98, z_5 = 41,$   
 $z_{5'} = 22, z_7 = 91,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,95,$   
 $P = 2,2 \text{ кВт}.$



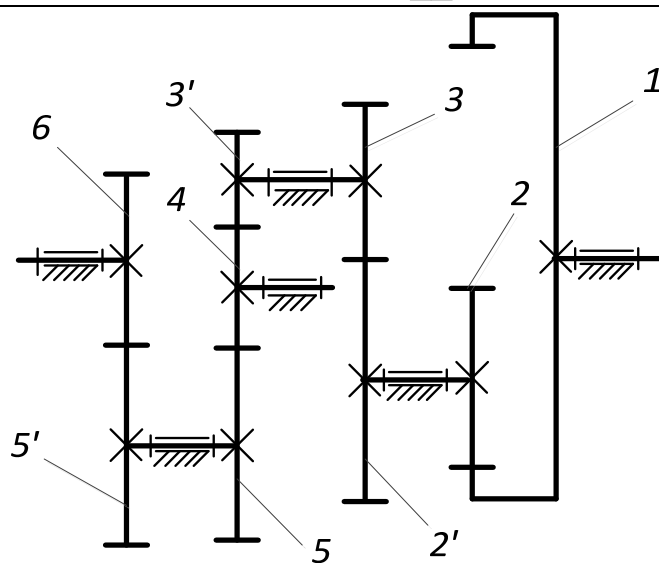
**Вариант 5:**

$z_1 = 28, z_4 = 60,$   
 $z_{4'} = 62, z_5 = 55,$   
 $z_{5'} = 96, z_6 = 31,$   
 $z_{6'} = 28, z_8 = 64,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,95,$   
 $P = 3,0 \text{ кВт}.$



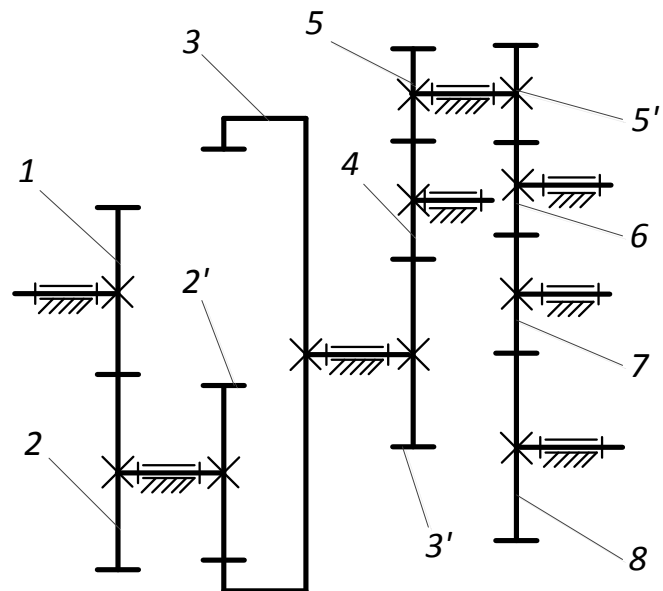
**Вариант 6:**

$z_1 = 80, z_2 = 30,$   
 $z_{2'} = 62, z_3 = 30,$   
 $z_{3'} = 17, z_5 = 35,$   
 $z_{5'} = 39, z_6 = 34,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,99,$   
 $P = 5,5 \text{ кВт}.$



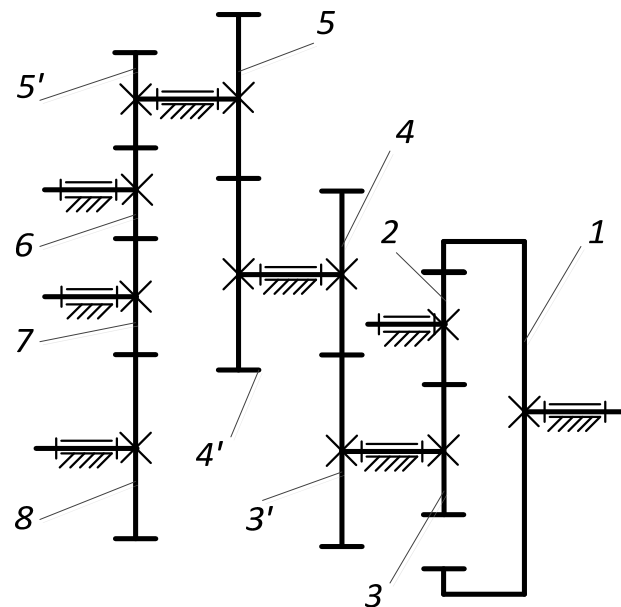
**Вариант 7:**

$z_1 = 43, z_2 = 50,$   
 $z_{2'} = 38, z_3 = 90,$   
 $z_{3'} = 48, z_5 = 19,$   
 $z_{5'} = 21, z_8 = 51,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 4,0 \text{ кВт}.$



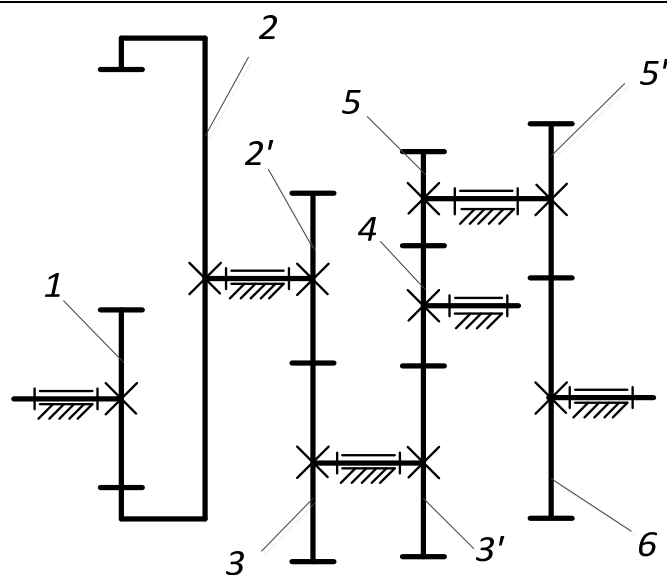
**Вариант 8:**

$z_1 = 115, z_3 = 28,$   
 $z_{3'} = 48, z_4 = 35,$   
 $z_{4'} = 44, z_5 = 31,$   
 $z_{5'} = 19, z_8 = 43,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,99,$   
 $P = 3,0 \text{ кВт}.$



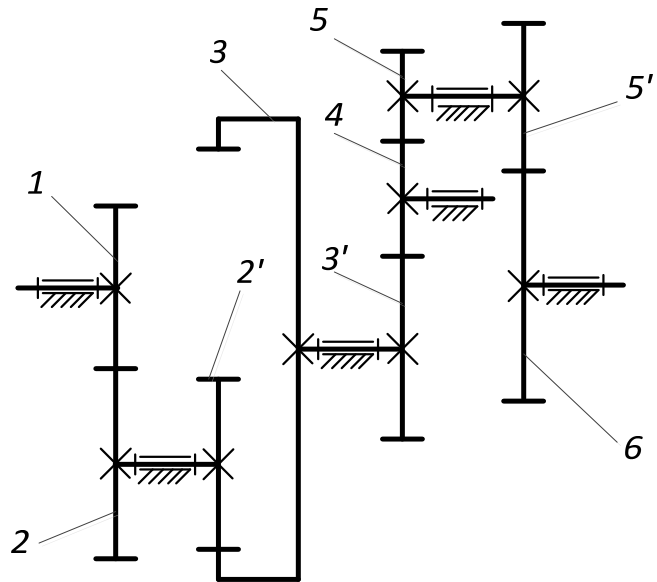
**Вариант 9:**

$z_1 = 19, z_2 = 58,$   
 $z_{2'} = 23, z_3 = 27,$   
 $z_{3'} = 27, z_5 = 20,$   
 $z_{5'} = 21, z_6 = 32,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,97,$   
 $P = 1,5 \text{ кВт}.$



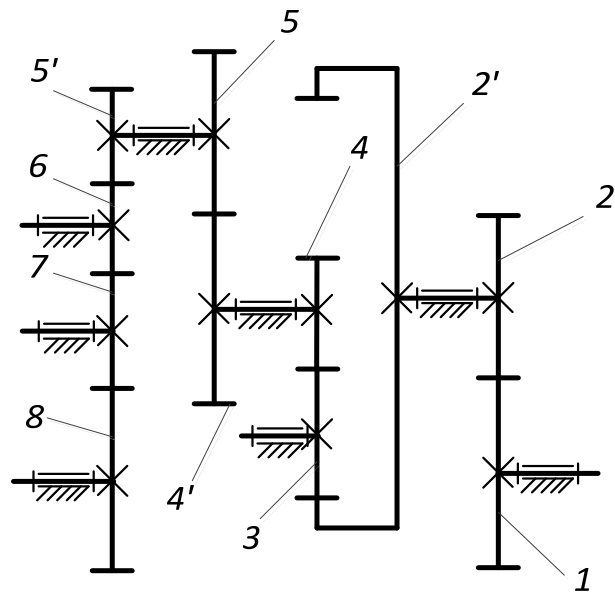
**Вариант 10:**

$z_1 = 50, z_2 = 55,$   
 $z_{2'} = 43, z_3 = 120,$   
 $z_{3'} = 50, z_5 = 25,$   
 $z_{5'} = 30, z_6 = 60,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,98,$   
 $P = 1,5 \text{ кВт}.$



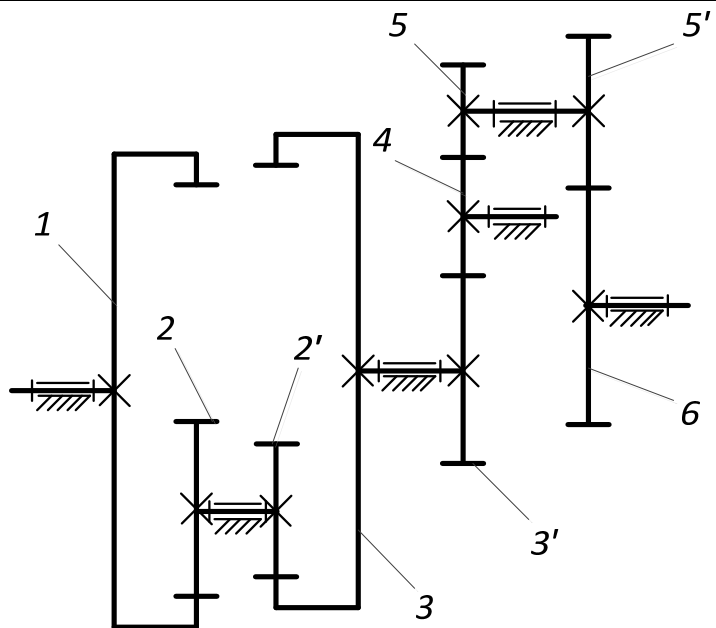
**Вариант 11:**

$z_1 = 70, z_2 = 68,$   
 $z_{2'} = 80, z_4 = 24,$   
 $z_{4'} = 58, z_5 = 52,$   
 $z_{5'} = 18, z_8 = 72,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,97,$   
 $P = 1,5 \text{ кВт}.$



**Вариант 12:**

$z_1 = 90, z_2 = 30,$   
 $z_{2'} = 22, z_3 = 96,$   
 $z_{3'} = 32, z_5 = 20,$   
 $z_{5'} = 28, z_6 = 56,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,99,$   
 $P = 3,0 \text{ кВт}.$

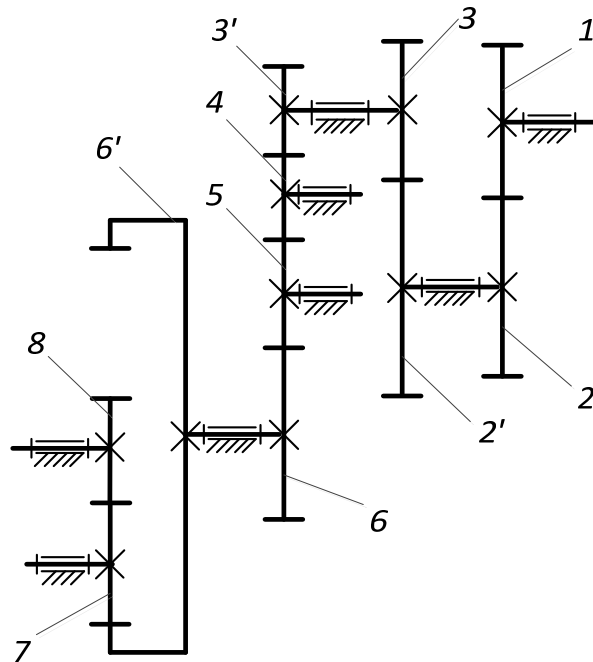


<p><b>Вариант 13:</b></p> <p><math>z_1 = 70, z_2 = 30,</math>  <math>z_{2'} = 23, z_4 = 36,</math>  <math>z_{4'} = 85, z_5 = 32,</math>  <math>z_{5'} = 20, z_7 = 60,</math>  <math>n = 750 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,97,</math>  <math>P = 4,0 \text{ кВт}.</math></p>	
<p><b>Вариант 14:</b></p> <p><math>z_1 = 38, z_2 = 96,</math>  <math>z_{2'} = 26, z_3 = 32,</math>  <math>z_{3'} = 25, z_4 = 90,</math>  <math>z_{4'} = 20, z_6 = 35,</math>  <math>n = 1500 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,99,</math>  <math>P = 0,75 \text{ кВт}.</math></p>	
<p><b>Вариант 15:</b></p> <p><math>z_1 = 60, z_2 = 58,</math>  <math>z_{2'} = 25, z_5 = 55,</math>  <math>z_{5'} = 66, z_6 = 61,</math>  <math>z_{6'} = 94, z_7 = 26,</math>  <math>n = 1000 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,96,</math>  <math>P = 2,2 \text{ кВт}.</math></p>	

<p><i>Вариант 16:</i></p> <p><math>z_1 = 37, z_2 = 58,</math>  <math>z_{2'} = 56, z_5 = 28,</math>  <math>z_{5'} = 34, z_6 = 70,</math>  <math>z_{6'} = 30, z_7 = 90,</math>  <math>n = 1500 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,97,</math>  <math>P = 3,0 \text{ кВт}.</math></p>	
<p><i>Вариант 17:</i></p> <p><math>z_1 = 24, z_2 = 90,</math>  <math>z_{2'} = 60, z_5 = 30,</math>  <math>z_{5'} = 45, z_6 = 72,</math>  <math>z_{6'} = 46, z_7 = 48,</math>  <math>n = 750 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,96,</math>  <math>P = 2,2 \text{ кВт}.</math></p>	
<p><i>Вариант 18:</i></p> <p><math>z_1 = 35, z_2 = 40,</math>  <math>z_{2'} = 48, z_3 = 34,</math>  <math>z_{3'} = 99, z_5 = 33,</math>  <math>z_{5'} = 87, z_6 = 34,</math>  <math>n = 750 \text{ об/хв},</math>  <math>\eta_k = 0,99,</math>  <math>P = 5,5 \text{ кВт}.</math></p>	

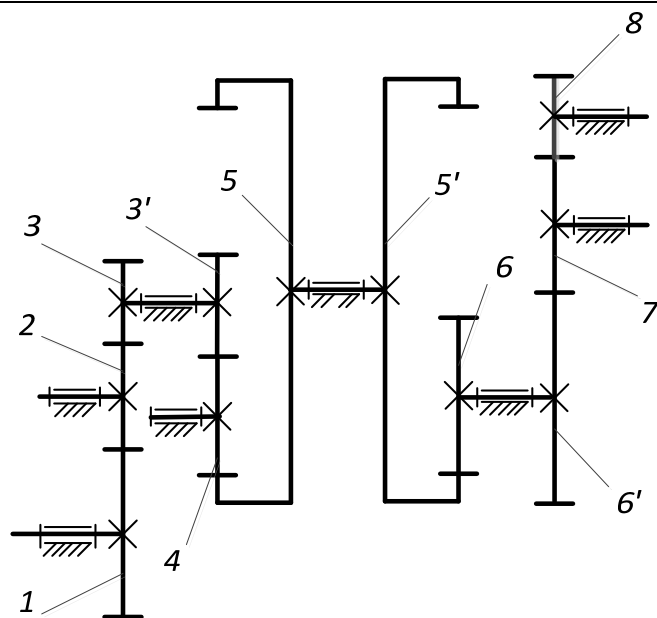
*Вариант 19:*

$z_1 = 32, z_2 = 34,$   
 $z_{2'} = 40, z_3 = 30,$   
 $z_{3'} = 20, z_6 = 35,$   
 $z_{6'} = 88, z_8 = 28,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,95,$   
 $P = 5,5 \text{ кВт}.$



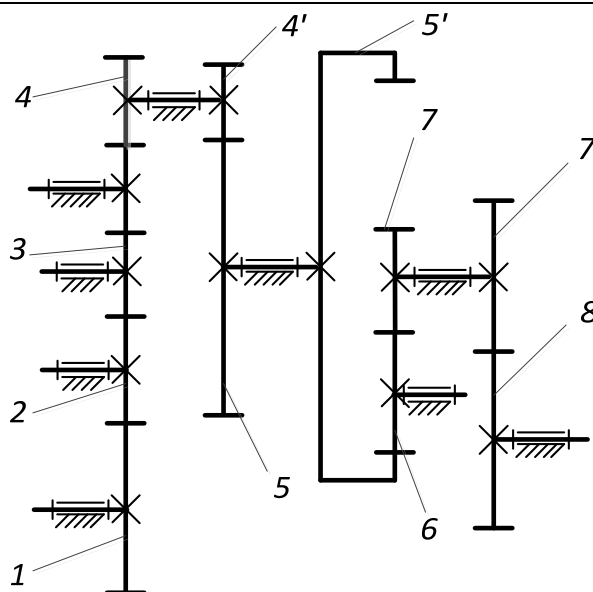
*Вариант 20:*

$z_1 = 15, z_3 = 30,$   
 $z_{3'} = 44, z_5 = 122,$   
 $z_{5'} = 90, z_6 = 28,$   
 $z_{6'} = 44, z_8 = 23,$   
 $n = 1200 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,95,$   
 $P = 4,5 \text{ кВт}.$



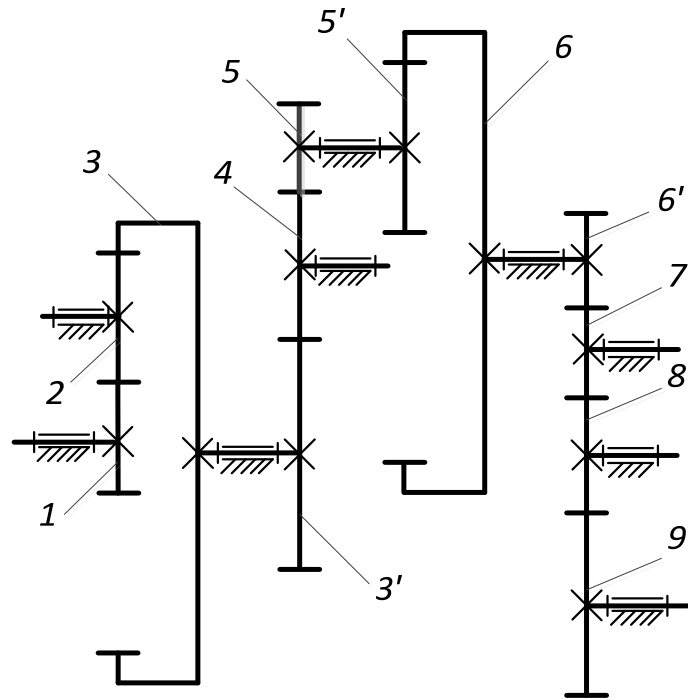
*Вариант 21:*

$z_1 = 60, z_4 = 20,$   
 $z_{4'} = 18, z_5 = 70,$   
 $z_{5'} = 90, z_7 = 19,$   
 $z_{7'} = 53, z_8 = 61,$   
 $n = 750 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,99,$   
 $P = 4,0 \text{ кВт}.$



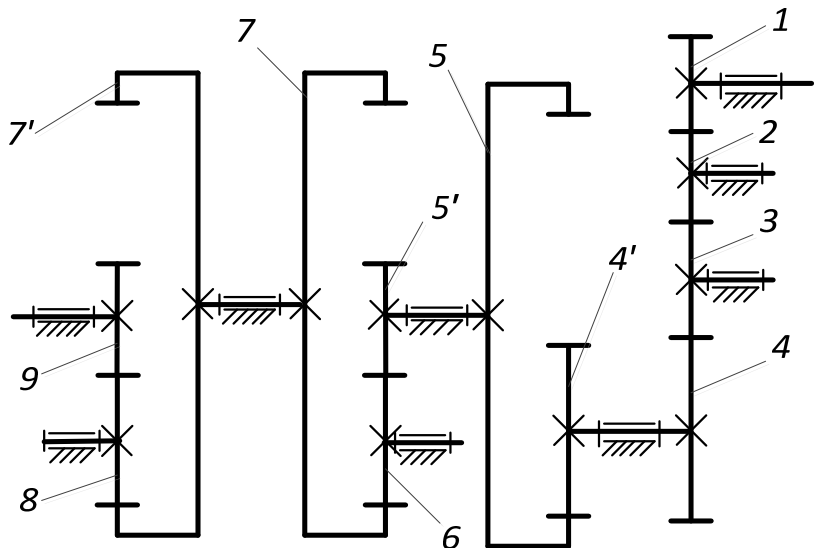
**Вариант 22:**

$z_1 = 20, z_3 = 110,$   
 $z_{3'} = 50, z_5 = 19,$   
 $z_{5'} = 30, z_6 = 80,$   
 $z_{6'} = 18, z_9 = 35,$   
 $n = 3000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 1,1 \text{ кВт}.$



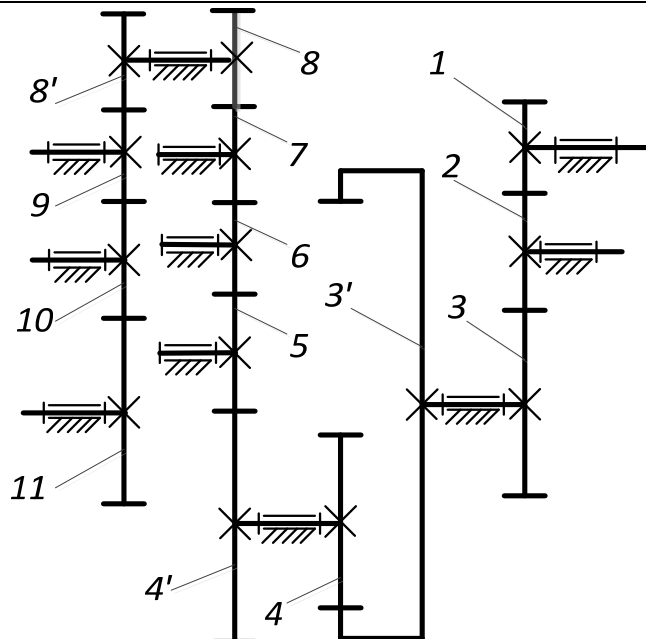
**Вариант 23:**

$z_1 = 24, z_4 = 46,$   
 $z_{4'} = 19, z_5 = 82,$   
 $z_{5'} = 21, z_7 = 104,$   
 $z_{7'} = 112, z_9 = 22,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 0,75 \text{ кВт}.$



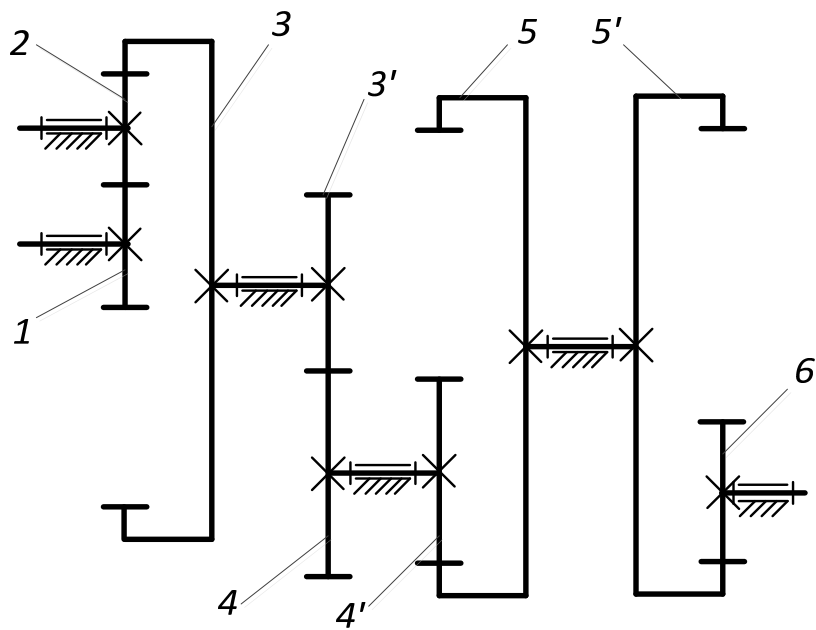
**Вариант 24:**

$z_1 = 20, z_3 = 41,$   
 $z_{3'} = 90, z_4 = 32,$   
 $z_{4'} = 60, z_8 = 19,$   
 $z_{8'} = 19, z_{11} = 38,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,99,$   
 $P = 4,0 \text{ кВт}.$



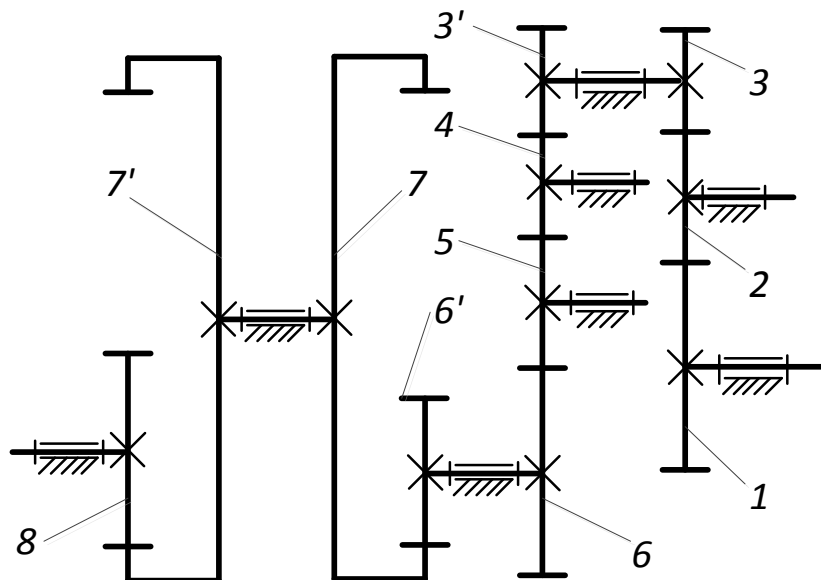
**Вариант 25:**

$z_1 = 30, z_3 = 115,$   
 $z_{3'} = 40, z_4 = 45,$   
 $z_{4'} = 42, z_5 = 101,$   
 $z_{5'} = 130, z_6 = 35,$   
 $n = 3000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,97,$   
 $P = 2,2 \text{ кВт}.$



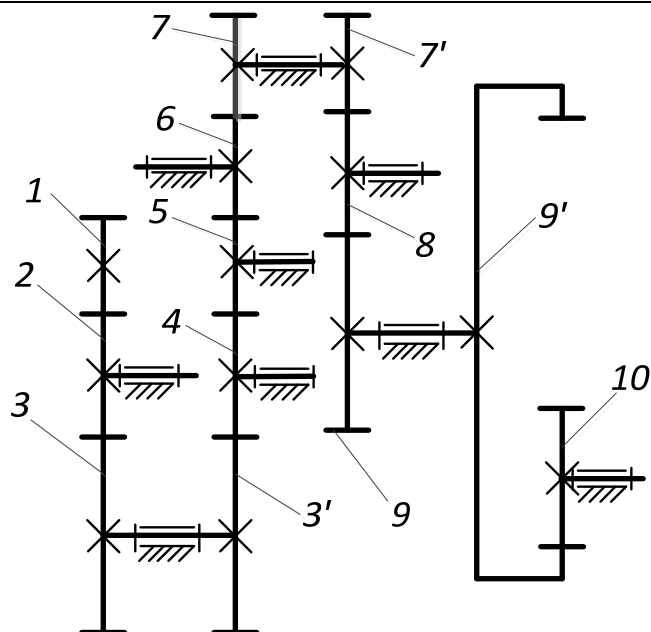
**Вариант 26:**

$z_1 = 52, z_3 = 19,$   
 $z_{3'} = 19, z_6 = 50,$   
 $z_{6'} = 21, z_7 = 84,$   
 $z_{7'} = 84, z_8 = 18,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 0,55 \text{ кВт}.$



**Вариант 27:**

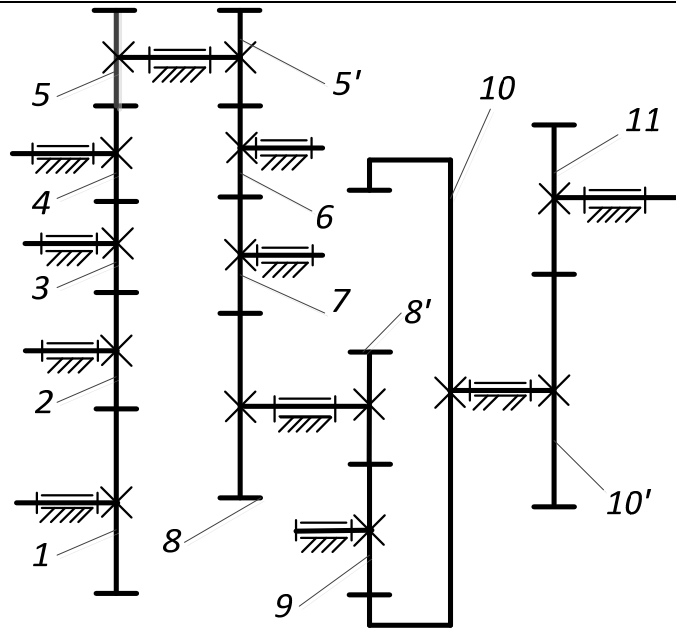
$z_1 = 24, z_3 = 58,$   
 $z_{3'} = 60, z_7 = 20,$   
 $z_{7'} = 20, z_9 = 62,$   
 $z_{9'} = 96, z_{10} = 34,$   
 $n = 1000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,96,$   
 $P = 0,37 \text{ кВт}.$





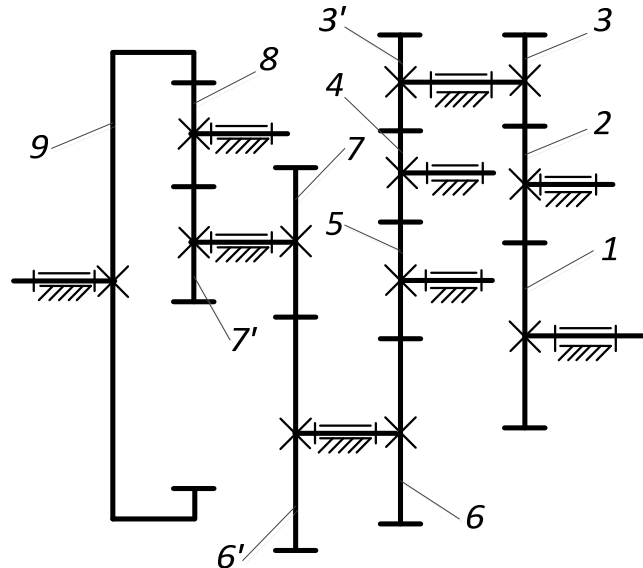
**Вариант 28:**

$z_1 = 60, z_5 = 18,$   
 $z_{5'} = 18, z_8 = 58,$   
 $z_{8'} = 20, z_{10} = 109,$   
 $z_{10'} = 80, z_{11} = 56,$   
 $n = 3000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,98,$   
 $P = 2,2 \text{ кВт}.$



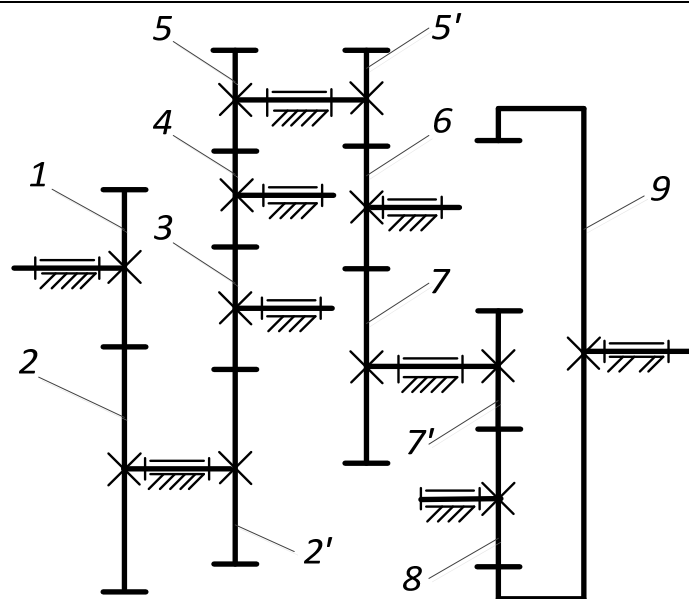
**Вариант 29:**

$z_1 = 60, z_3 = 22,$   
 $z_{3'} = 22, z_6 = 62,$   
 $z_{6'} = 70, z_7 = 51,$   
 $z_{7'} = 25, z_9 = 110,$   
 $n = 1500 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,98,$   
 $P = 2,2 \text{ кВт}.$



**Вариант 30:**

$z_1 = 38, z_2 = 56,$   
 $z_{2'} = 51, z_5 = 19,$   
 $z_{5'} = 18, z_7 = 52,$   
 $z_{7'} = 21, z_9 = 106,$   
 $n = 3000 \text{ об/хв},$   
 $\eta_k = 0,97,$   
 $P = 1,1 \text{ кВт}.$



## Зразок виконання задачі 1

**Завдання 1.** Аналіз багатоланкового зубчастого механізму

Дано:

$P_1 = 3 \text{ кВт}$ ,  $n_1 = 750 \text{ об/хв}$ ,  $z_1 = 18$ ,  $z_3 = 36$ ,  $z_4 = 32$ ,  $z_5 = 54$ ,  $z_6 = 22$ ,  $z_7 = 19$ ,  
 $z_8 = 44$ ,  $z_{10} = 27$ ,  $z_{11} = 36$ ,  $z_{12} = 28$ ,  $\eta = 0.96$ .

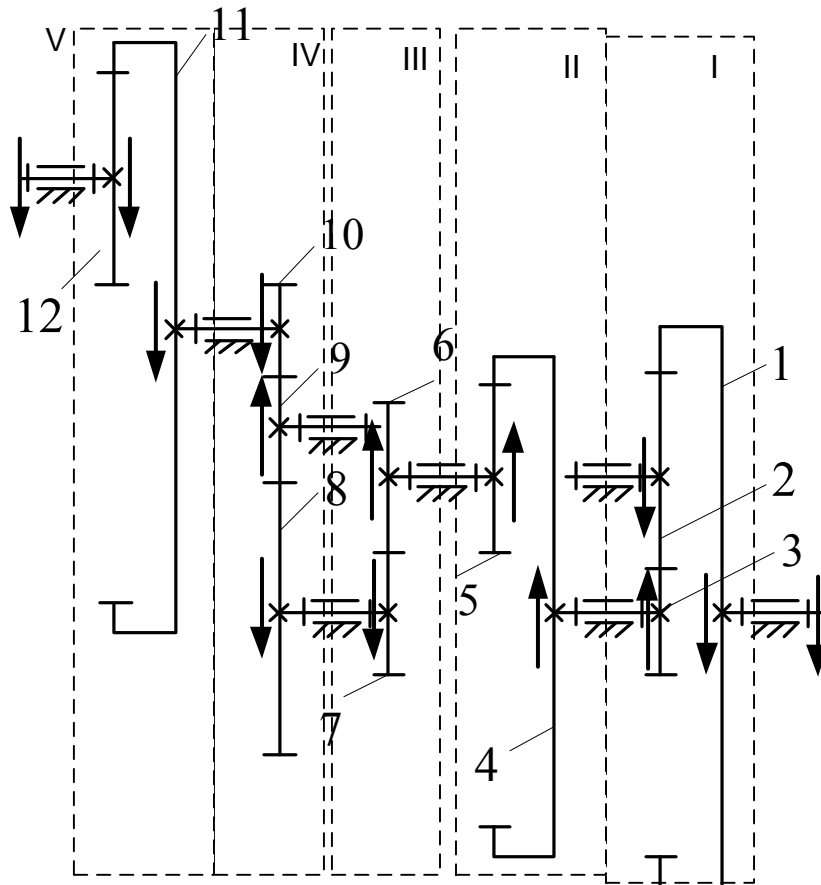


Рисунок 2. Кінематична схема механізму

Розв'язання

На схемі механізму виділяємо окремі ступені. В даній задачі їх п'ять.

Визначаємо передаточні відношення окремих ступенів:

$$i_I = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{Z_3}{Z_1} = \frac{36}{18} = 2;$$

$$i_{II} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{Z_5}{Z_4} = \frac{54}{32} = 1.688;$$

$$i_{III} = \frac{\omega_6}{\omega_7} = \frac{Z_7}{Z_6} = \frac{19}{22} = 0.864;$$

$$i_{IV} = \frac{\omega_8}{\omega_{10}} = \frac{Z_{10}}{Z_8} = \frac{27}{44} = 0.614;$$

$$i_V = \frac{\omega_{11}}{\omega_{12}} = \frac{Z_{12}}{Z_{11}} = \frac{28}{36} = 0.778$$

Обчислюємо загальне передаточне відношення механізму:

$$i_{1-12} = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III} \cdot i_{IV} \cdot i_V = 2 \cdot 1.688 \cdot 0.864 \cdot 0.614 \cdot 0.778 = 1.391$$

Визначаємо частоту обертання вихідного валу механізму:

$$n_{12} = \frac{n_1}{i_{1-12}} = \frac{750}{1.391} = 539.126 \text{ об/хв}$$

Призначаємо напрям обертання вхідного валу, позначаємо його стрілкою  $i$ , застосовуючи правило стрілок, визначаємо напрям обертань інших валів, зокрема вихідного.

На підставі результатів аналізу схеми механізму з'ясуємо, що його кінематичний ланцюг складається з семи пар послідовно контактуючих між собою зубчастих коліс. Вважаючи для спрощення, що ККД зубчастих передач зовнішнього і внутрішнього зачеплення однакові і дорівнюють, як це задано, 0.96, обчислюємо загальний К.К.Д. механізму

$$\eta = \eta_i^7 = 0.96^7 = 0.751$$

Визначаємо обертальний момент на вихідному валу:

$$T_5 = \frac{30}{\pi \cdot n_{12}} \cdot \eta \cdot P_1 = \frac{30}{3.14 \cdot 539.126} \cdot 0.751 \cdot 3000 = 39.93 \text{ Нм}$$

## *Задача 2. Розрахунок валу на кручення*

До сталюого ступінчастого стержня суцільного круглого поперечного перерізу прикладені обертальні моменти. Лівий кінець стержня закріплений жорстко, а правий – вільний і його торець може мати кутові переміщення. Модуль пружності матеріалу стержня дорівнює  $G = 0,8 \text{ МПа}$ ; допустиме дотичне напруження складає  $[\tau] = 50 \text{ МПа}$ . Необхідно:

1. побудувати епюру крутячих моментів;
2. із розрахунку стержня на міцність визначити діаметри його ступенів;

Номер розрахункової схеми студент обирає по схемі, що зображена на рис. 3 – за передостанньою цифрою шифру залікової книжки, а варіант чисельних значень по таблиці 1 – за останньою.

### *Методичні вказівки до виконання задачі 2*

Для визначення положення небезпечного перерізу необхідно побудувати епюру крутячих моментів, користуючись методом перерізів. Для цього поділяють стержень на ділянки, границями яких є перерізи, в яких діють зосереджені моменти або стрибком змінюється площа перерізу.

При обчисленні значень крутячих моментів слід користуватися наступними правилами:

1. крутячий момент у даному перерізі чисельно дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх обертальних моментів, діючих по один бік від перерізу;
2. якщо зовнішній обертальний момент намагається повернути виділену частину стержня проти годинникової стрілки, якщо дивитися на неї вздовж вісі стержня з боку перерізу, то у рівняння для визначення крутячого моменту він увійде як додатна складова, і як від'ємна, – якщо зовнішній момент діє за годинниковою стрілкою.

Теоретичні основи розрахунків на міцність і жорсткість при крученні викладені у підручнику [5], а приклад виконання розрахунку наведений у посібнику [6].

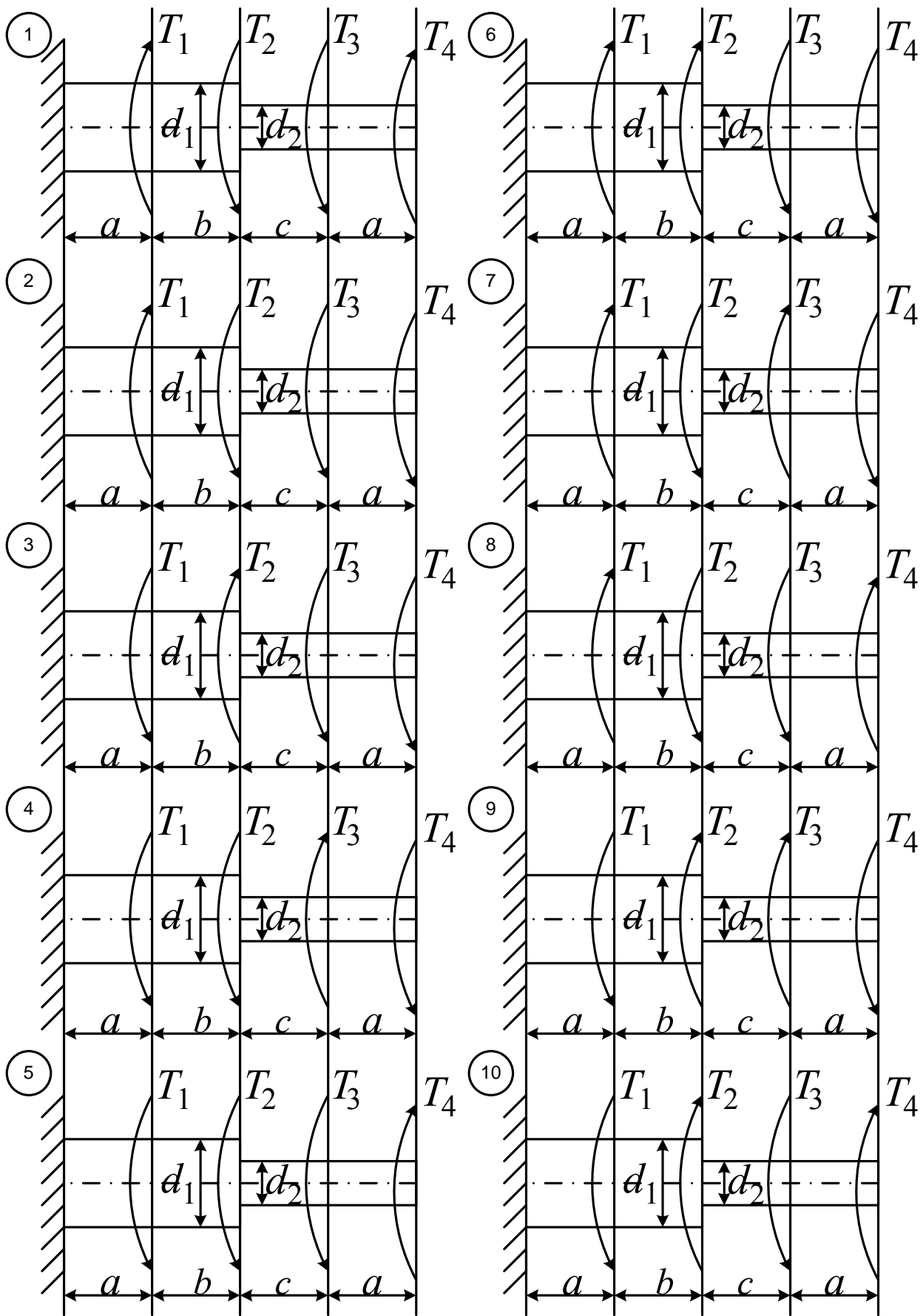


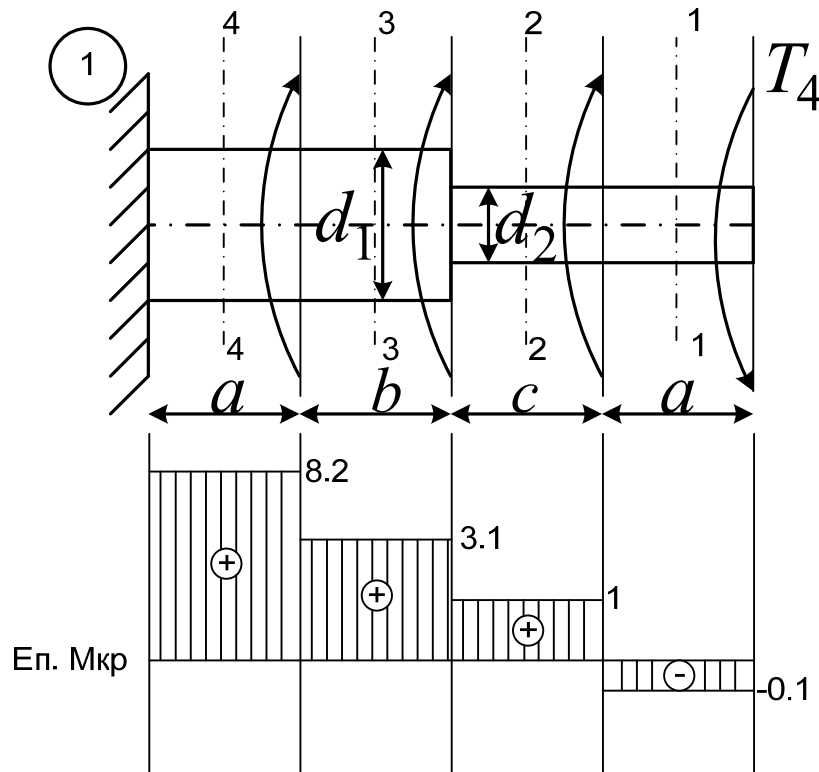
Рисунок 3 – Схема навантаження валу

Таблиця 1. Вихідні дані до задачі 2

Варіант	Значення величин						
	$T_1, \text{kH} \cdot \text{м}$	$T_2, \text{kH} \cdot \text{м}$	$T_3, \text{kH} \cdot \text{м}$	$T_4, \text{kH} \cdot \text{м}$	$a, \text{м}$	$b, \text{м}$	$c, \text{м}$
1	4,0	7,0	8,0	0,5	1,0	1,0	1,0
2	5,1	2,1	1,1	0,2	1,1	1,1	1,1
3	5,2	2,2	1,2	0,3	1,2	1,2	1,2
4	5,3	2,3	1,3	0,4	1,3	1,3	1,3
5	5,4	2,4	1,4	0,5	1,4	1,4	1,4
6	5,5	2,5	1,5	0,6	1,5	1,5	1,5
7	5,6	2,6	1,6	0,7	1,6	1,6	1,6
8	5,7	2,7	1,7	0,8	1,7	1,7	1,7
9	5,8	2,8	1,8	0,9	1,8	1,8	1,8
10	5,9	2,9	1,9	1,0	1,9	1,9	1,9
11	6,0	3,0	2,0	1,1	2,0	2,0	2,0
12	6,1	3,1	2,1	1,2	2,1	2,1	2,1
13	6,2	3,2	2,2	1,3	2,2	2,2	2,2
14	6,3	3,3	2,3	1,4	2,3	2,3	2,3
15	6,4	3,4	2,4	1,5	2,4	2,4	2,4
16	6,5	3,5	2,5	1,6	2,5	2,5	2,5
17	6,6	3,6	2,6	1,7	2,6	2,6	2,6
18	6,7	3,7	2,7	1,8	2,7	2,7	2,7
19	6,8	3,8	2,8	1,9	2,8	2,8	2,8
20	6,9	3,9	2,9	2,0	2,9	2,9	2,9
21	7,0	4,0	3,0	2,1	3,0	3,0	3,0
22	7,1	4,1	3,1	2,2	3,1	3,1	3,1
23	7,2	4,2	3,2	2,3	3,2	3,2	3,2
24	7,3	4,3	3,3	2,4	3,3	3,3	3,3
25	7,4	4,4	3,4	2,5	3,4	3,4	3,4
26	7,5	4,5	3,5	2,6	3,5	3,5	3,5
27	7,6	4,6	3,6	2,7	3,6	3,6	3,6

### Зразок виконання задачі 2

Дано:  $a = b = c = 1\text{ м}$ ,  $T_1 = 5.1\text{ кНм}$ ,  $T_2 = 2.1\text{ кНм}$ ,  $T_3 = 1.1\text{ кНм}$ ,  $T_4 = 0.1\text{ кНм}$   
Розв'язання



Відкладаємо на розрахунковій схемі задані довжини ділянок валу. Діаметри шийок до виконання розрахунків невідомі, тому призначаємо їх довільно і креслимо стержень, зберігаючи задане співвідношення  $d_1$  і  $d_2$  зображень.

Розділяємо вал на силові ділянки, і, користуючись методом перерізів і відповідними правилами знаків, визначаємо крутячі моменти в перерізах валу і будуємо їх епюру.

I ділянка:  $0 \leq l_1 \leq a$

$$M_{K1} = -T_4 = -0.1\text{ кНм}$$

II ділянка:  $0 \leq l_2 \leq c$

$$M_{K2} = -T_4 + T_3 = 1\text{ кНм}$$

III ділянка:  $0 \leq l_3 \leq b$

$$M_{K3} = -T_4 + T_3 + T_2 = 3.1\text{ кНм}$$

IV ділянка:  $0 \leq l_4 \leq a$

$$M_{K4} = -T_4 + T_3 + T_2 + T_1 = 8.2\text{ кНм}$$

На підставі умови міцності при крученні  $\tau_{\max} = \frac{M_K}{w_p} \leq [\tau]$ ,

де  $w_p = \frac{\pi \cdot d_i^3}{16}$  – полярний момент опору перерізу валу,

Визначаємо діаметри шийок за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_{K \max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

З аналізу епюри  $M_K$  випливає, що

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1 \cdot 10^6}{50}} = 68.4 \text{ мм}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8.2 \cdot 10^6}{50}} = 137.9 \text{ мм}$$

Округлюючи одержані значення діаметрів до найближчих стандартних, остаточно призначаємо:

$$d_1 = 68 \text{ мм}$$

$$d_2 = 138 \text{ мм}$$



### *Задача 3. Розрахунок консольної балки*

На сталеву консольну балку суцільного круглого перерізу діє система силових факторів. Модуль пружності першого роду матеріалу балки дорівнює  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ; допустиме нормальне напруження становить  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ .

Необхідно побудувати епюру згинаючих моментів та поперечних сил.

Номер розрахункової схеми студент обирає по схемі, яка зображена на рис.4, – за передостанньою цифрою шифру залікової книжки, а варіант чисельних значень по табл. 2 – за останньою.

#### *Методичні вказівки до виконання задачі 7*

Для розв'язання цієї задачі необхідно розділити балку на ділянки і записати для кожної з них аналітичний вираз для згинаючого моменту. За початковий переріз вибрати той, що співпадає з вільним торцем балки. Границі ділянок визначають ті перерізи, в яких діють зосереджені сили та моменти, а також ті, в яких починається і закінчується дія розподіленого навантаження.

Згинаючий момент у перерізі дорівнює алгебраїчній сумі моментів зовнішніх силових факторів, що знаходяться по один бік від перерізу, відносно центра тяжіння даного перерізу. Згинаючий момент у перерізі вважається додатнім, якщо він викликає стиск верхніх волокон балки, і від'ємним, якщо – розтяг.

Перед побудовою епюри обчислене значення згинаючого моменту в перерізі, який збігається з нерухомим торцем балки, слід співставити зі значенням моменту зовнішніх сил відносно центру тяжіння цього перерізу. Чисельно обидва моменти повинні співпадати.

Теоретичні основи розрахунків викладені в підручнику [5].

Таблиця 2– Вихідні дані до задачі 3

Варіант	Значення величин					
	$M, kH \cdot m$	$F, kH$	$q, kH / m$	$a, m$	$b, m$	$l, m$
1	5,0	10	5	0,2	0,5	1,0
2	5,1	20	6	0,2	0,6	1,1
3	5,2	22	8	0,3	0,8	1,6
4	5,3	23	4	0,4	0,8	1,3
5	5,4	24	4	0,5	1,0	1,8
6	5,5	25	5	0,6	1,5	2,5
7	5,6	26	6	0,7	1,6	3,6
8	5,7	27	7	0,8	1,7	5,7
9	5,8	28	8	0,9	1,8	5,8
10	5,9	29	9	1,0	2,0	5,0
11	6,0	30	2	1,1	2,1	4,1
12	6,1	31	9	1,2	2,2	8,2
13	6,2	32	8	1,3	2,3	8,3
14	6,3	33	7	0,4	0,8	2,0
15	6,4	34	6	1,5	2,4	8,0
16	6,5	35	5	1,6	2,5	6,5
17	6,6	36	6	1,7	2,6	9,6
18	6,7	37	7	1,8	2,7	7,7
19	6,8	38	8	1,9	2,8	8,8
20	6,9	39	9	2,0	2,9	6,9
21	7,0	40	10	2,1	3,0	9,0
22	7,1	41	3	2,2	3,1	8,1
23	7,2	42	2	2,3	3,2	9,2
24	7,3	43	3	2,4	3,3	7,3
25	7,4	44	4	2,5	3,4	6,4
26	7,5	45	5	2,6	3,5	8,5
27	7,6	46	6	2,7	3,6	7,6
28	5	20	8	0,4	1,0	1,3
29	5,5	22	6	0,2	0,6	1,1
30	6,2	28	4	1,0	2,1	3,0

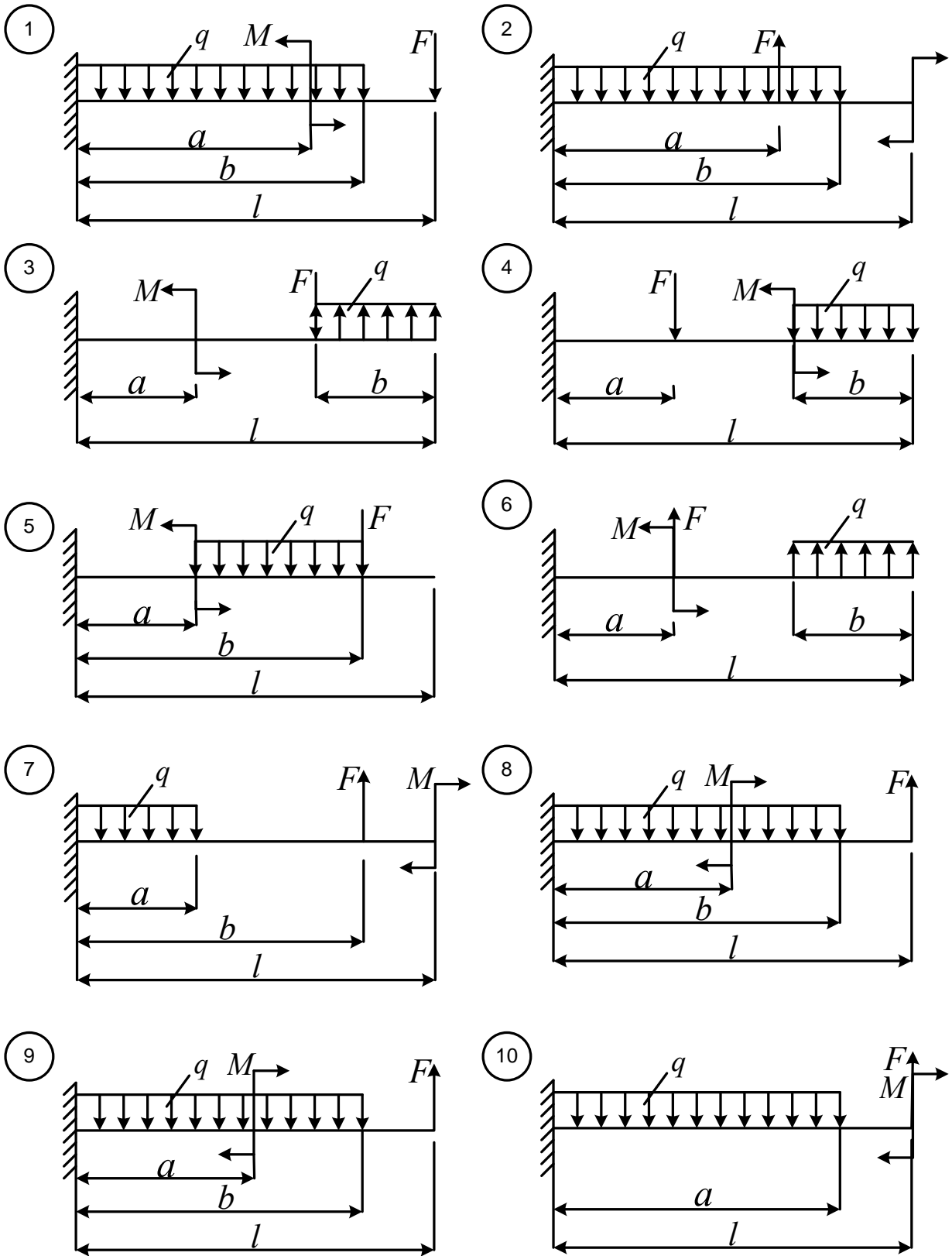
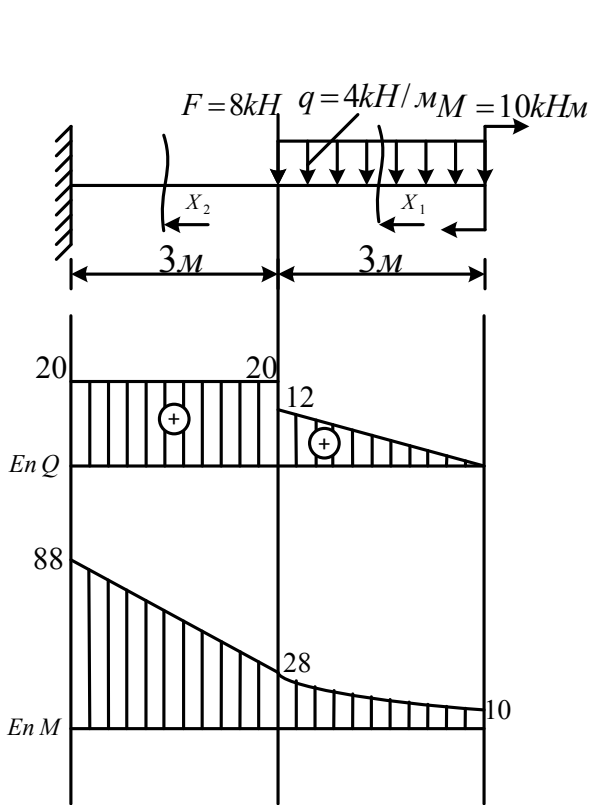


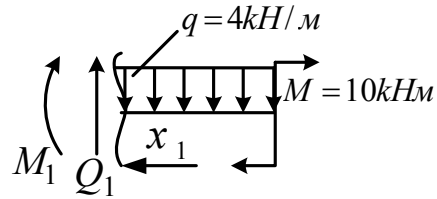
Рисунок 4 – Схема навантаження консольної балки

### Зразок виконання задачі 3

Розв'язання задачі починаємо з розбиття балки на силові ділянки. Представлена балка має дві силові ділянки. Розглянемо окремо кожен силову ділянку та за отриманими даними побудуємо потрібні епюри внутрішніх силових факторів. Додатні поперечні сили відкладаються над базовою лінією на епюрі, момент будується зі сторони розтягнутого волокна.



$$0 \leq x_1 \leq 3\text{ м}$$

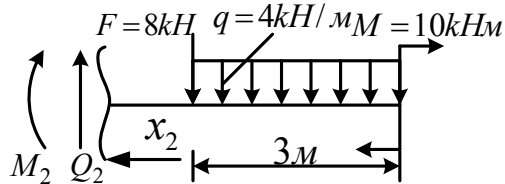


$$\sum F_y = 0 \quad Q_1 - qx_1 = 0 \quad Q_1 = qx_1 \quad \left| \begin{array}{l} 0 = 0 \\ 3 = 4 \cdot 3 = 12\text{ kH} \end{array} \right.$$

$$\sum M_1 = 0 \quad M_1 + q \frac{x_1^2}{2} + M = 0$$

$$M_1 = -q \frac{x_1^2}{2} - M \quad \left| \begin{array}{l} 0 = -M = -10\text{ kHm} \\ 3 = -4 \cdot 4.5 - 10 = -28\text{ kHm} \end{array} \right.$$

$$0 \leq x_2 \leq 3\text{ м}$$



$$\sum F_y = 0 \quad Q_2 - q \cdot 3 - F = 0 \quad Q_2 = q \cdot 3 + F = 4 \cdot 3 + 8 = 20\text{ kH}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad M_2 + q \cdot 3 \cdot (x_2 + 1.5) + M + F \cdot x_2 = 0$$

$$M_2 = -q \cdot 3 \cdot (x_2 + 1.5) - M - F \cdot x_2 \quad \left| \begin{array}{l} 0 = -18 - 10 - 8 \cdot 0 = -28\text{ kHm} \\ 3 = -54 - 10 - 24 = -88\text{ kHm} \end{array} \right.$$

#### *Задача 4. Розрахунок двохопорної балки*

На сталеву двохопорну балку суцільного круглого поперечного перерізу діє система силових факторів. Допустиме нормальне напруження складає  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ .

Необхідно:

1. визначити опорні реакції і виконати їх перевірку;
2. побудувати епюру згинаючих моментів і визначити положення небезпечного перерізу;
3. із умови міцності балки на згин визначити її діаметр.

Номер варіанту розрахункової схеми студент вибирає по рис.5-7 згідно списку, вихідні дані за табл.3.

#### *Методичні вказівки до виконання задачі 8*

Для розв'язання цієї задачі необхідно розділити балку на ділянки і записати для кожної з них аналітичний вираз для згинаючого моменту. Для спрощення обчислень шляхом зменшення числа членів у цих рівняннях доцільно складати їх, використовуючи як вихідні обидва торці балки, слідкуючи за тим, щоб співпадали стискові значення згинаючих моментів. Нагадаємо, що границі ділянок визначають перерізи, в яких діють зосереджені сили та моменти, а також починається і закінчується дія розподіленого навантаження. Згинаючий момент у перерізі дорівнює алгебраїчній сумі моментів зовнішніх силових факторів, що знаходяться по один бік від перерізу, відносно центру тяжіння даного перерізу. Згинаючий момент у перерізі вважається додатнім, якщо він викликає стиск верхніх волокон балки, і від'ємним, якщо – розтяг. Слід також мати на увазі, що на ділянках, де вираз для згинаючого моменту є нелінійна функція, епюра обернена опуклістю догори, якщо друга похідна від цієї функція від'ємна, і опуклістю донизу, якщо – додатня.

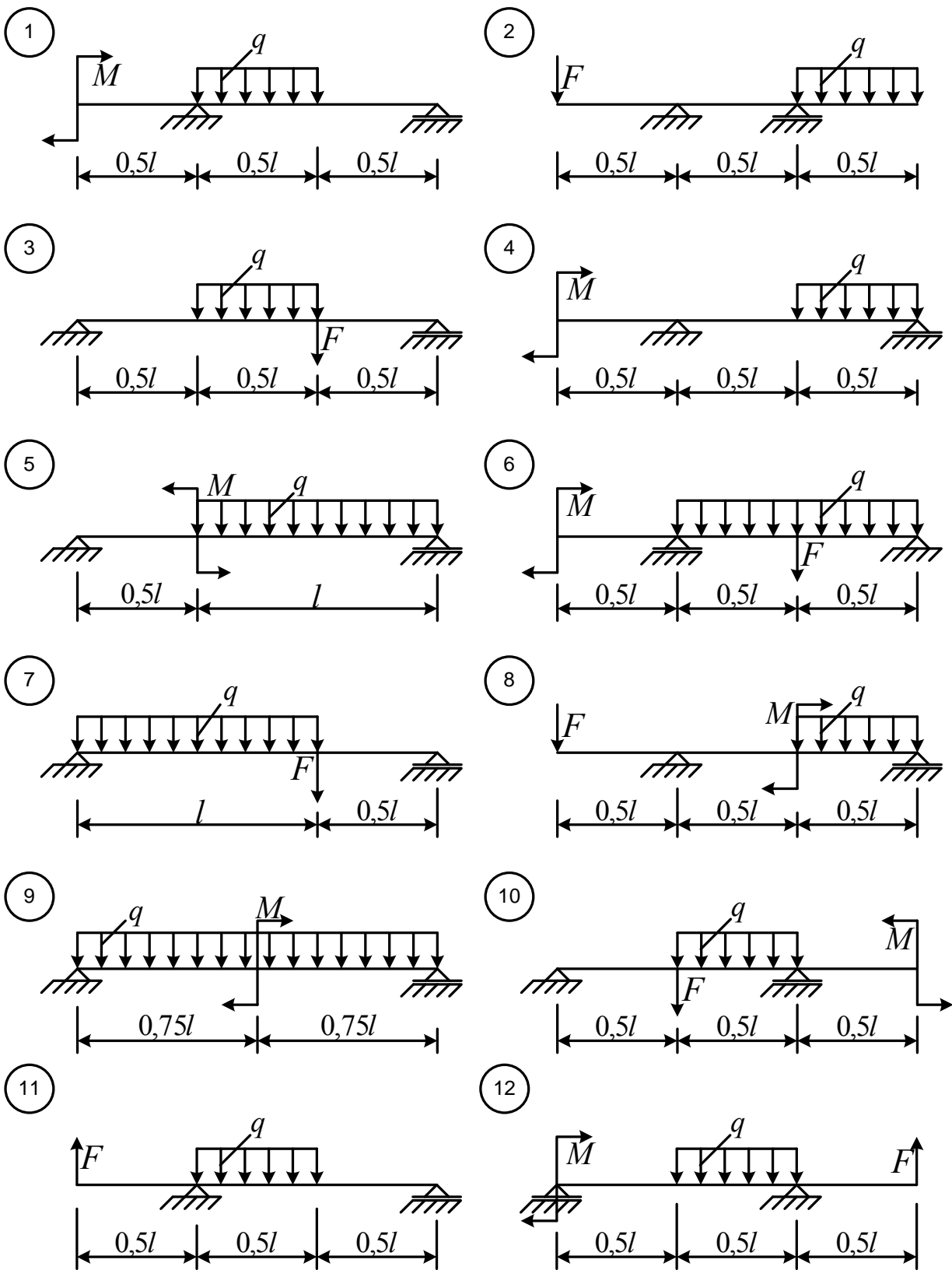


Рисунок 5 – Схема навантаження двохопорної балки

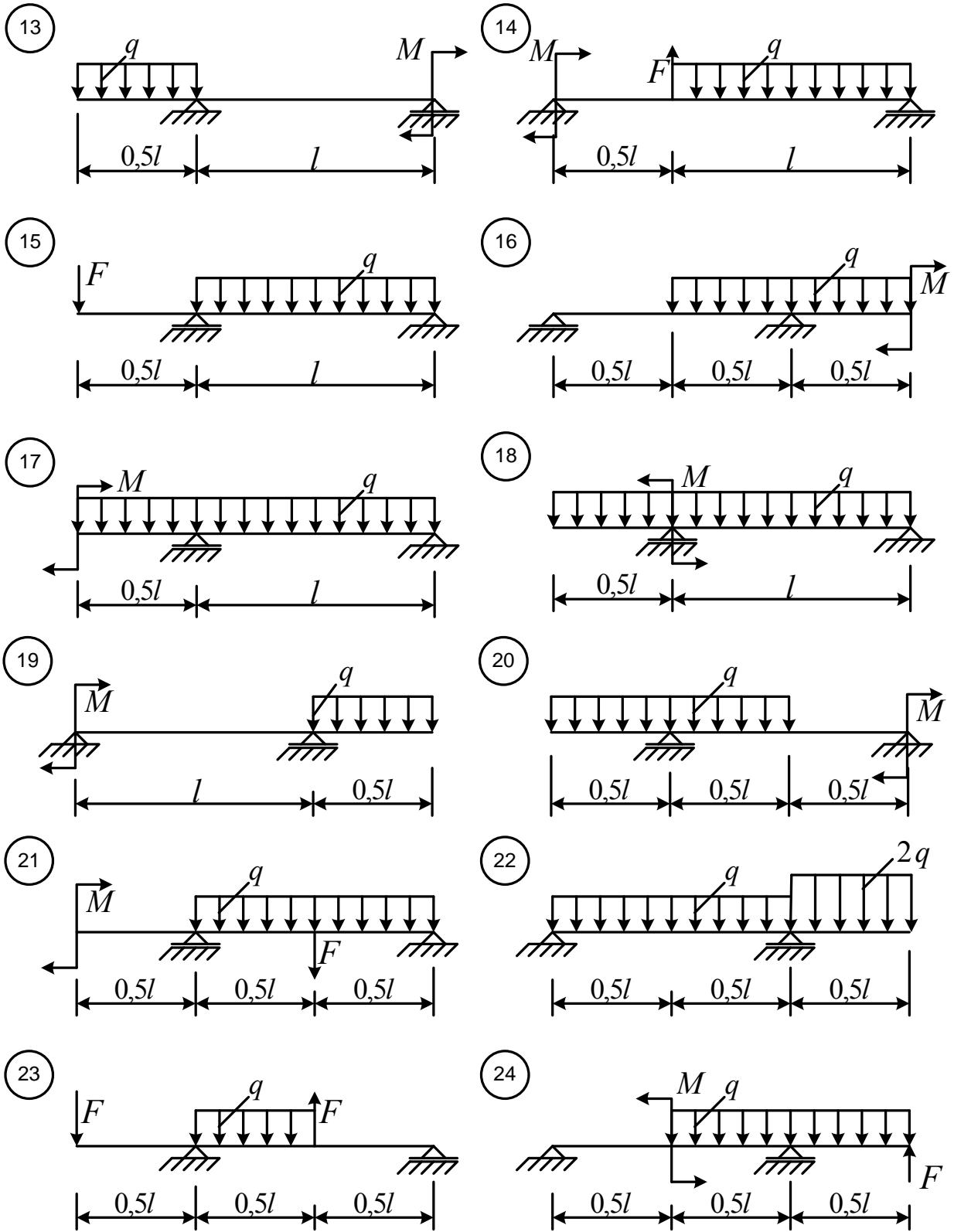


Рисунок 6 – Схема навантаження двохопорної балки

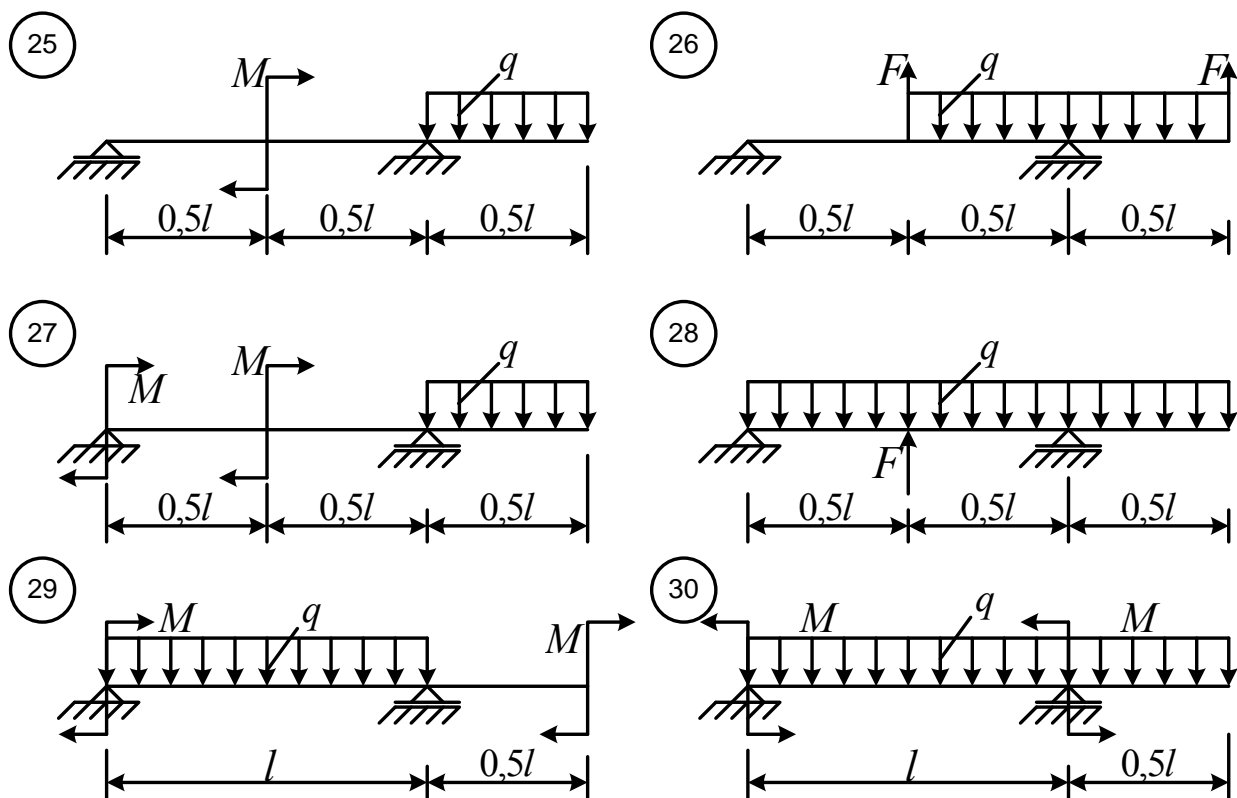


Рисунок 7– Схема навантаження двохопорної балки

Таблиця 3 – Вихідні дані до задачі 4

Варіант	$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	$F, \text{кН}$	$q, \text{кН} / \text{м}$	$L, \text{м}$
1	20	12	20	2,0
2	25	10	40	2,1
3	10	15	15	2,2
4	20	12	5	2,3
5	30	6	12	2,4
6	10	50	18	2,5
7	45	15	40	2,6
8	42	10	48	2,7
9	32	40	76	2,8
10	60	30	20	2,9
11	20	10	10	3,0
12	20	40	80	3,1
13	9	45	55	3,2
14	10	50	70	3,3
15	15	35	65	3,4
16	20	40	60	3,5
17	25	50	55	3,6
18	30	55	50	3,7
19	35	20	45	3,8
20	40	60	15	3,9
21	45	50	40	4,0
22	50	20	35	4,1



Продовження таблиці 3

23	55	40	30	4,2
24	60	35	25	4,3
25	65	25	20	4,4
26	70	30	15	4,5
27	75	35	10	4,6
28	15	20	80	2
29	20	15	55	2,1
30	25	10	70	2,2

### Зразок виконання задачі 4

Дано:  $F = 50$  КН,  $q = 30$  КН/м.

Розв'язання задачі починаємо з визначення реакцій опор, для чого запишемо рівняння рівноваги:

$$\sum M_A = 0;$$

$$F \cdot 2 + q \cdot 4 \cdot 4 - R_B \cdot 6 = 0, \quad R_B = \frac{2F + 16q}{6} = \frac{100 + 480}{6} = 96,67 \text{ КН.}$$

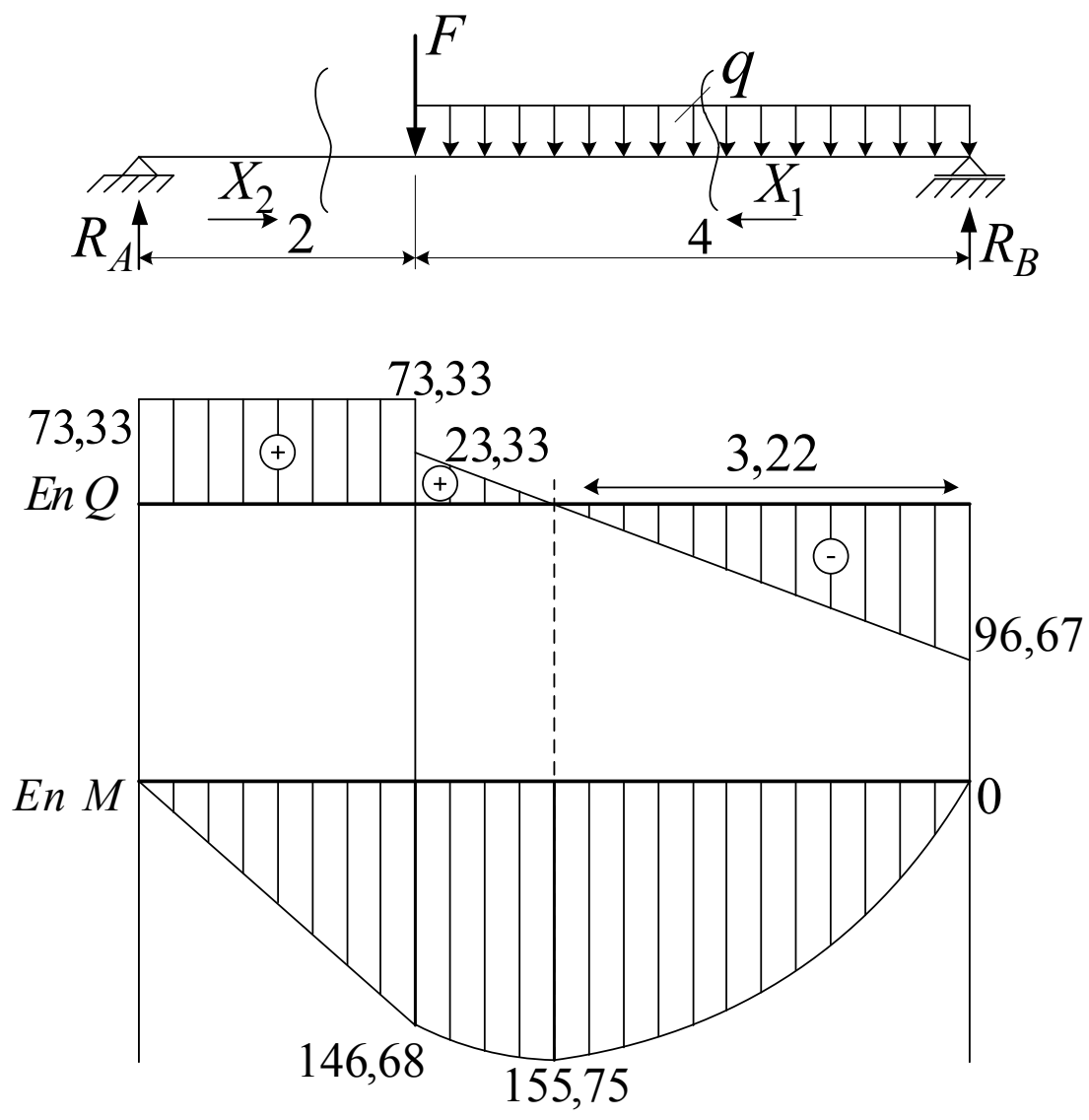
$$\sum M_B = 0;$$

$$R_A \cdot 6 - F \cdot 4 - q \cdot 4 \cdot 2 = 0, \quad R_A = \frac{4F + 8q}{6} = \frac{200 + 240}{6} = 73,33 \text{ КН}$$

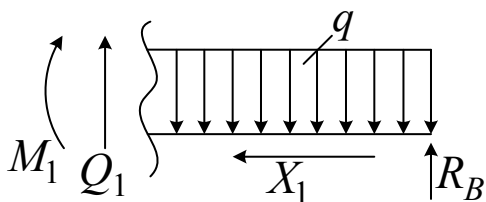
Виконаємо перевірку, знайшовши суму всіх сил, що діють вздовж осі  $Y$ . Якщо розрахунки виконано вірно, то їх сума дорівнюватиме нулю.

$$\sum F_y = 0; \quad R_A + R_B - F - 4q = 0, \quad 96,67 + 73,33 - 50 - 120 \equiv 0$$

Реакції опор знайдено вірно.



Розіб'ємо балку на дві силові ділянки. Запишемо аналітичні вирази для визначення внутрішніх силових факторів на кожній силовій ділянці.  
 Перша силова ділянка ( $0 \leq X_1 \leq 4$ ).



Запишемо рівняння рівноваги

$$\sum F_y = 0; Q_1 + R_B - q \cdot X_1 = 0;$$

$$Q_1 = qX_1 - R_B = \begin{cases} X_1 = 4 & 120 - 96,67 = 23,33 \text{ kH} \\ X_1 = 0 & -96,67 \text{ kH} \end{cases}$$

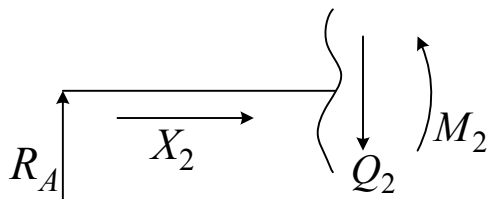
Оскільки графік епюри поперечної сили перетинає базову вісь, то в цій точці на епюрі моментів буде знаходитися екстремум. Визначимо координату точки  $X_1^*$ , де поперечна сила дорівнює нулю:

$$qX_1^* - R_B = 0; X_1^* = \frac{R_B}{q} = \frac{96,67}{30} = 3,22 \text{ м};$$

$$\Sigma M_1 = 0; M_1 - R_B \cdot X_1 + q \cdot X_1 \cdot \frac{X_1}{2} = 0;$$

$$M_1 = R_B X_1 - q \frac{X_1^2}{2} = \begin{cases} X_1 = 4 & | 386,68 - 240 = 146,68 \text{ кН} \cdot \text{м} \\ X_1 = 3,22 & | 311,28 - 155,53 = 155,75 \text{ кН} \cdot \text{м} \\ X_1 = 0 & | 0; \end{cases}$$

Друга силова ділянка ( $0 \leq X_2 \leq 2$ )



$$\Sigma F_y = 0; R_A - Q_2 = 0, Q_2 = R_A = 73,33 \text{ кН}.$$

$$\Sigma M_2 = 0; M_2 - R_A \cdot X_2 = 0;$$

$$M_2 = R_A X_2 = \begin{cases} X_2 = 2 & | 146,68 \text{ кН} \cdot \text{м} \\ X_2 = 0 & | 0 \end{cases}$$

За отриманими даними будемо епюри поперечних сил і згинальних моментів. Додатні значення поперечної сили відкладаються над базовою лінією, від'ємні – під базовою лінією. Епюра моментів будується зі сторони розтягнутого волокна балки. Якщо на ділянці діє розподілена сила, то графік епюри моментів буде параболічним.

### Задача 5. Розрахунок закритої прямозубої циліндричної передачі

Визначити геометричні параметри закритої прямозубої циліндричної передачі, сили в зачепленні і потужність привідного двигуна.

Схема передачі представлена на рис. 8, а варіанти завдань наведені у табл. 4. Коефіцієнт корисної дії передачі  $\eta = 0,96$ .

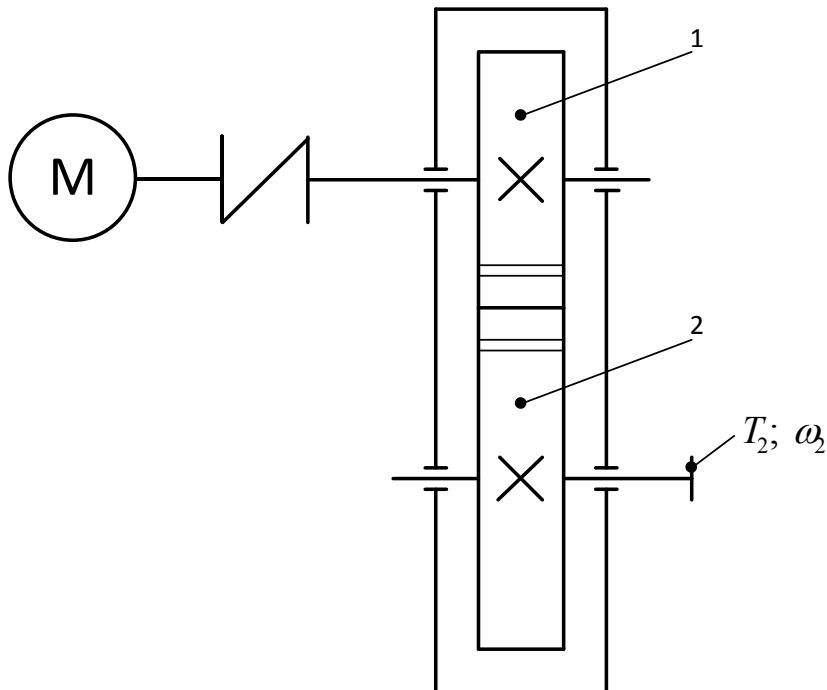


Рисунок 8 – Схема закритої прямозубої циліндричної передачі

#### Методичні вказівки до виконання задачі 11

Користуючись рекомендаціями підручника [7], призначаємо для виготовлення шестерні Сталь 40Х (твердість НВ=260-280), колесо – Сталь 45 (твердість НВ=192-240) і приймаємо допустиме контактне напруження на активній поверхні зубців  $[\sigma_H] = 455 \text{ МПа}$ ; допустиме напруження при згині –  $[\sigma_F] = 220 \text{ МПа}$ .

Таблиця 4 – Вихідні дані до задачі 11

Варіант	$T_2, H \cdot м$	$\omega_2, рад/с$	$u$
1	45	200	2,0
2	55	195	2,5
3	60	190	3,0
4	65	185	3,5
5	70	180	4,0
6	75	175	2,0
7	80	170	2,5
8	85	165	3,0
9	90	160	3,5
10	95	155	4,0
11	100	150	2,0
12	150	145	2,5
13	160	140	3,0
14	170	135	3,5
15	180	130	4,0
16	190	125	2,0
17	200	120	2,5
18	225	115	3,0
19	250	100	3,5
20	275	95	4,0
21	300	90	2,0
22	325	85	2,5
23	350	80	3,0
24	375	75	3,5
25	400	70	4,0
26	425	65	2,0
27	450	60	2,5
28	150	140	2,5
29	100	170	3,0
30	200	100	2,0

З умови забезпечення контактної витривалості зубців обчислюємо міжосьову відстань передачі

$$a_w = K_a (1 + u) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]^2 u^2 \psi_{ba}}} \quad (1)$$

і округлюємо її до найближчого стандартного значення з табл. 15.

Таблиця 15 – Міжосьові відстані циліндричних зубчастих редукторів, мм (СТ СЭВ 229-75)

Ряд 1-й	40	50	63	80	100	125	160
Ряд 2-й			71	90	112	140	180

У формулі (1)

$K_a = 495$  – допоміжний коефіцієнт;

$[\sigma_H]$ , МПа;  $K_{H\beta} = 1,03$  – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубців;

$\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$  – коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця колеса;

$u$  – передаточне число;

$T_2$ , Н·м – обертальний момент на колесі.

Використовуючи одержане значення міжосьової відстані, обчислюємо ділительний діаметр шестерні

$$d_1 = \frac{2a_w}{1+u} \quad (2)$$

вибравши число її зубців  $z_1 \geq 18$ , визначаємо модуль зачеплення

$$m = \frac{d_1}{z_1} \geq 1,5 \div 2,0 \text{ мм} . \quad (3)$$

Розрахункове значення модуля округлюємо до найближчого стандартного з табл.16.

Таблиця 16 – Значення модуля, мм

Ряд 1-й	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0
Ряд 2-й	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0

Призначене значення модуля перевіряємо з умови забезпечення витривалості при згині

$$\sigma_F = Y_F K_F \frac{4 \cdot 10^3 T_2}{\psi_{ba} d_1^2 m (1+u) u} \leq [\sigma_F], \quad (4)$$

де  $Y_F = 3,6$  – усереднене значення коефіцієнта форми зубців;

$K_F = 1,1$  – коефіцієнт навантаження.

Якщо умова (4) виконується, то обчислюємо значення число зубців колеса

$$z_2 = z_1 u ; \quad (5)$$

його ділительний діаметр

$$d_2 = m z_2 \quad (6)$$

та інші геометричні параметри зубчастої передачі:

міжосьову відстань

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2} ; \quad (7)$$

діаметри вершин зубців шестерні і колеса

$$d_{a_1} = m(z_1 + 2); \quad (8)$$

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2); \quad (9)$$

ширину зубчастих вінців колеса і шестерні

$$b_2 = \psi_{ba} a_w; \quad (10)$$

$$b_1 = b_2 + 5, \text{ мм}; \quad (11)$$

фактичне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (12)$$

Потужність привідного двигуна повинна дорівнювати

$$P \geq \frac{T_2 \omega_2}{\eta}. \quad (13)$$

### Зразок виконання задачі 5

Дано:  $T_2 = 50 \text{ Нм}$ ,  $\omega_2 = 100 \text{ рад/с}$ ,  $u = 2$

#### Р о з в ' я з а н н я

Користуючись рекомендаціями підручника, призначаємо для виготовлення шестерні – Сталь 40Х;  $HV_1=260-280$ , для виготовлення колеса – Сталь 45;  $HV_2=192-240$ . Приймаємо допускне контактне напруження на активній поверхні зубців  $[\sigma_H]=455 \text{ МПа}$ ; допускне напруження при згині  $[\sigma_F]=220 \text{ МПа}$ .

Контактна витривалість – головний критерій працездатності закритих зубчастих передач з твердістю поверхонь зубців  $HV < 350$ . З умови забезпечення контактної витривалості зубців обчислюємо міжосьову відстань передачі:

$$\alpha_w = K_\alpha (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \psi_{\text{ва}}}},$$

де  $K_\alpha = 495 (\text{МПа})^{1/3}$  – допоміжний коефіцієнт для прямозубих передач,

$\psi_{\text{ва}} = \frac{b_w}{a_w} = 0.3 - 0.5$  – коефіцієнт відносної ширини зубчастого вінця; приймаємо

$\psi_{\text{ва}} = 0.3$ ;

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по довжині контакту зубців; приймаємо  $K_{H\beta} = 1.03$ .

$u$  – передаточне число;

$T_2$  – обертальний момент на колесі.

Після підстановки значень обчислюємо

$$\alpha_w = 495(2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{50 \cdot 1.03}{455^2 \cdot 2^2 \cdot 0.3}} = 87,89 \text{ мм}$$

Приймаємо стандартне значення міжосьової відстані  $\alpha_w = 90 \text{ мм}$

Визначаємо дільний діаметр шестерні

$$d_1 = \frac{2 \cdot \alpha_w}{1+u},$$

$$d_1 = \frac{2 \cdot 90}{1+u} = 58,59 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $d_1 = 60$  мм.

Вибравши число зубців  $z_1 = 30$ , призначаємо модуль зачеплення

$$m = \frac{d_1}{z_1} = 2$$

Розрахункове значення модулю округлюємо до ближчого стандартного:

$$m = 2$$

Умова витривалості при згині має вигляд

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot K_F \cdot \frac{4 \cdot 10^3 \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot d_1^2 \cdot m \cdot (1+u) \cdot u} \leq [\sigma_F],$$

де  $Y_{F2} = 3.6$ ;

$K_F = 1.1$  – коефіцієнт навантаження.

Після підстановки значень у формулу умови витривалості отримуємо:

$$\sigma_{F2} = 3.6 \cdot 1.1 \cdot \frac{4 \cdot 10^3 \cdot 50}{0.3 \cdot 60^2 \cdot 2 \cdot (1+2) \cdot 2} = 61.11 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 220 \text{ МПа.}$$

Оскільки обидві умови витривалості задовольняються, то зубчасту передачу можна вважати працездатною.

Обчислюємо значення числа зубців колеса:

$$z_2 = z_1 u$$

$$z_2 = 60$$

Дільний діаметр колеса  $d_2 = m z_2 = 120$  мм

Міжосьова відстань  $\alpha_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{120 + 60}{2} = 90$  мм

Діаметри вершин зубців шестерні і колеса:

$$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 64 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 124 \text{ мм}$$

Ширина зубчастих вінців колеса і шестерні:

$$b_2 = 0.7 d_1 = 42 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 47 \text{ мм}$$

Фактичне передаточне число:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = 2$$

Потужність привідного двигуна повинна задовольняти умову:

$$P \geq \frac{T_2 \omega_2}{\eta} = \frac{50 \cdot 100}{0.96} = 5208 \text{ Вт}$$



## ЛІТЕРАТУРА

1. *Павлице В.Т.* Прикладна механіка. Навчальний посібник. – Львів: «Інтелект Захід», 2004 – 368 с.
2. *Теория механизмов и машин.* Учебник для ВТУЗОВ/ К.В. Фролов и др.; Под ред. К.В Фролова.– М.; Высш. шк.; 1987. – 496 с.
3. *Баранов Г.Г.* Курс теории механизмов и машин. – М.: Машгиз, 1958.– 488 с.
4. *Данилина Н.И. и др.* Численные методы. – М.: Высш. шк., 1976.– 368 с.
5. Опір матеріалів: Підручник / Г.С.Писаренко, О.Л.Квітка, Е.С.Уманський; За ред. Г.С.Писаренка. - 2-ге вид., допов. і переробл. - К.: Вища шк., 2004 - 655 с.: іл.
6. *Астанин В.В.* Прикладная механика (ч. 2 Сопротивление материалов). Методические указания и контрольные задания для студентов немеханических специальностей дневной и заочной формы обучения. – К.: КИЖТ, 1996. – 58 с.
7. *Решетов Д.Н.* Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989.– 496 с.
8. *Перель Л.Я.* Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 544 с.
9. *Мягков В.Д. и др.* Допуски и посадки. Справочник. 2-х ч. Ч.1. Под ред. В.Д. Мягкова. – Л.: Машиностроение, 1978. – 544 с.

*Навчально-методичне видання*

Валерій Володимирович Косарчук  
Олександр Володимирович Агарков

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ І ВАРІАНТИ ЗАВДАНЬ  
до виконання розрахунково-графічних і  
контрольних робіт з прикладної механіки

Для технічних спеціальностей денної та заочної форм навчання

Відповідальний за випуск О. В. Агарков

Редактор  
Макет і верстка

Н. В. Щербак  
В. О. Андрієнка

---

Підписано до друку 23.06. 2016 р. Формат паперу 60×84/16, папір офс.,  
спосіб друку – ризографія. Замовлення № 25/15, тираж 100 прим.

---

Надруковано в редакційно-видавничому відділі  
Державного економіко-технологічного університету транспорту  
Свідоцтво про реєстрацію Серія ДК № 3079 від 27.12.2007 р.

03049, м. Київ-49, вул. Миколи Лукашевича, 19