

Міністерство освіти і науки України  
Чернігівський промислово-економічний коледж  
Київського національного університету технологій та дизайну

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Заступник директора з НР  
\_\_\_\_\_ Л.РОСЛАВЕЦЬ

30 08 2019р.

**Методичне забезпечення  
практичних занять з дисципліни  
«Технічна механіка»  
Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»**

Уклав

Ю. СЕДЛЕШ

Розглянуто на засіданні  
циклової комісії  
спеціальних механічних  
та загально-технічних дисциплін  
Протокол №1 від 30 08 2019 року  
Голова циклової комісії

Т. СЕМЕРНЯ

## Інструкція для виконання практичної роботи № 1

**Тема:** Визначення зусиль в стержневих конструкціях

1. **Мета:** Навчитись аналітичним та графічним методами визначати реакції стержнів в стержневих конструкціях.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні картки-завдання.

2.2. Лінійка.

2.3. Трикутник.

2.4. Транспортир.

2.5. Калькулятор.

3. **Теоретичні відомості:**

При аналітичному методі визначення реакцій стержнів складаються та розв'язуються два рівняння рівноваги плоскої системи збіжних сил, яка прикладена до стержневої конструкції

$$\Sigma F_{kx} = 0 \qquad \Sigma F_{ky} = 0 \qquad (1),$$

де  $F_{kx}$  – проекції сил на вісь X;

$F_{ky}$  – проекції сил на вісь Y.

При графічному методі у вибраному масштабі будується замкнутий силовий багатокутник, із якого знаходять величини реакцій.

4. **Хід роботи.**

4.1. Звільнити шарнір В від в'язей і зобразити діючі на нього активні сили і реакції стержнів.

4.2. Вибрати систему координат, початок системи координат розмістити в точці В.

4.3. Скласти рівняння рівноваги по формі (1).

4.4. Розв'язати рівняння і визначити реакції стержнів. Перевірити правильність знайдених результатів, розв'язавши задачу графічно.

4.5. Вибрати масштаб для побудови силового багатокутника  $\mu$ .

4.6. Визначити довжину векторів активних сил  $l_{Fk} = \frac{F_k}{\mu}$ .

4.7. Побудувати замкнутий силовий багатокутник.

4.8. Визначити величини реакцій стержнів  $R_k = l_{Fk} \cdot \mu$ ,

де  $l_{Fk}$  – довжина в мм векторів реакцій в побудованому силовому багатокутнику.

Результати реакцій, що знайдені аналітично та графічно, повинні збігатись з допустимою похибкою. Допустима похибка – 5 %.

5. **Висновки.**

## **6. Контрольні питання:**

- 6.1. В чому полягає геометрична умова рівноваги плоскої системи збіжних сил?
- 6.2. Як визначається проекція сили на вісь?
- 6.3. В чому полягає аналітична умова рівноваги плоскої системи збіжних сил?
- 6.4. Скільки рівнянь рівноваги складається для системи збіжних сил і які?

## **7. Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 23-34.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 2

### Тема: Визначення реакцій опор балок

1. **Мета:** Навчитись визначати реакції опор жорстко закріпленої та шарнірно закріпленої балок.

### 2. Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:

2.1. Індивідуальні картки-завдання.

2.2. Лінійка.

2.3. Калькулятор.

### 3. Теоретичні відомості:

Реакції опор жорстко закріпленої балки визначаються при розв'язуванні рівнянь рівноваги, які складаються для плоскої системи довільно розміщених сил, діючих на балку

$$\Sigma F_{kx} = 0 \quad \Sigma F_{ky} = 0 \quad M_A(F_k) = 0 \quad (1),$$

де  $F_{kx}$ ,  $F_{ky}$  – проекції сил на вісі X і Y;

$M_A(F_k)$  – момент сил відносно точки A.

Реакції опор шарнірно закріпленої балки визначаються при розв'язуванні рівнянь

$$\Sigma F_{kx} = 0 \quad \Sigma M_A(F_k) = 0 \quad \Sigma M_B(F_k) = 0 \quad (2),$$

де A і B – точки опор балки

Для перевірки правильності знайдених результатів складається рівняння, яке не використовувалось при розв'язуванні задачі.

### 4. Хід роботи.

4.1. Зобразити балку з діючим на неї навантаженням.

4.2. Зобразити вісі координат X і Y.

4.3. Силу F, яка діє під кутом  $\alpha$  до вісі X, розкласти на складові

$$F_x = F \cdot \cos\alpha \quad F_y = F \cdot \sin\alpha$$

4.4. Рівномірно розподілене навантаження замінити рівнодіючою  $Q = q \cdot l$ ,

де l – довжина ділянки, на якій діє це навантаження.

4.5. Звільнити балку від опор, замінивши їх реакціями.

4.6. Скласти рівняння рівноваги за формою (1) чи (2) залежно від способу закріплення балки.

4.7. Розв'язати рівняння і визначити реакції.

4.8. Перевірити правильність знайдених реакцій.

### 5. Висновки.

## **6. Контрольні питання:**

- 6.1. Як визначається момент сили відносно точки?
- 6.2. Умова рівноваги плоскої системи довільно розміщених сил.
- 6.3. Три форми рівнянь рівноваги плоскої системи довільно розміщених сил.
- 6.4. Різновиди опор балок і види навантажень.

## **7. Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 54-64.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 3

**Тема:** Визначення реакцій опор просторово навантаженого вала

1. **Мета:** Навчитись визначати реакції опор тіла, на яке діє просторова система сил.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні картки-завдання.

2.2. Лінійка.

2.3. Калькулятор.

3. **Теоретичні відомості:**

Реакції опор вала, на який діє просторова система сил, визначаються при розв'язуванні шістьох рівнянь рівноваги

$$\begin{array}{ccc} \Sigma F_{kx} = 0 & \Sigma F_{ky} = 0 & \Sigma F_{kz} = 0 \\ \Sigma M_x(F_k) = 0 & \Sigma M_y(F_k) = 0 & \Sigma M_z(F_k) = 0, \end{array}$$

де  $F_{kx}$ ,  $F_{ky}$ ,  $F_{kz}$  – проекції сил на вісі X, Y, Z;

$M_x(F_k)$ ,  $M_y(F_k)$ ,  $M_z(F_k)$  – момент сил відносно вісей X, Y, Z.

4. **Хід роботи.**

4.1. Зобразити вал з діючими на нього активними силами.

4.2. Звільнити вал від опор, замінивши їх реакціями.

4.3. Вибрати систему координат X, Y, Z.

4.4. Скласти шість рівнянь рівноваги.

4.5. Звільнити вал від опор, замінивши їх реакціями.

4.6. Розв'язати рівняння і визначити реакції опор.

4.7. Перевірити правильність знайдених реакцій.

5. **Висновки.**

6. **Контрольні питання:**

6.1. Як визначається момент сили відносно вісі?

6.2. Умова рівноваги просторової системи сил.

6.3. Скільки рівнянь рівноваги складається для просторової системи сил і які?

7. **Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 79-87.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 4

**Тема:** Визначення швидкостей та прискорень точки, що рухається

1. **Мета:** Навчитись визначати параметри руху точки при криволінійному рівнозмінному русі.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні картки-завдання.

2.2. Калькулятор.

3. **Теоретичні відомості:**

При координатному способі завдання руху точки швидкість точки знаходиться по її проекціям на вісі координат

$$v_x = \frac{d_x}{d_t}, \quad v_y = \frac{d_y}{d_t} \quad \text{і} \quad v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (1),$$

де  $x = f_1(t)$ ,  $y = f_2(t)$  – рівняння руху точки в площині ХУ

Аналогічно знаходиться прискорення точки

$$a_x = \frac{d_{v_x}}{d_t}, \quad a_y = \frac{d_{v_y}}{d_t} \quad \text{і} \quad a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} \quad (2),$$

Дотичне і нормальне прискорення точки знаходиться за допомогою формул

$$a_\tau = \frac{v_x \cdot a_x + v_y \cdot a_y}{v} \quad (3) \quad a_n = \sqrt{a^2 - a_\tau^2} \quad (4)$$

Радіус кривизни траєкторії

$$\rho = \frac{v^2}{a_n} \quad (5)$$

4. **Хід роботи.**

4.1. З рівнянь руху точки в площині ХУ  $x = f_1(t)$  і  $y = f_2(t)$  визначити рівняння траєкторії точки  $y = f(x)$ .

4.2. Визначити швидкість точки в момент часу  $t = 1$  с за формулою (1).

4.3. Визначити прискорення точки в момент часу  $t = 1$  с за формулою (2).

4.4. Визначити дотичне прискорення точки в момент часу  $t = 1$  с за формулою (3).

4.5. Визначити нормальне прискорення точки за формулою (4).

4.6. Визначити радіус кривизни траєкторії за формулою (5).

5. **Висновки.**

6. **Контрольні питання:**

6.1. Способи завдання руху точки.

6.2. Як визначається швидкість точки при координатному способі завдання руху?

6.3. Визначення прискорення точки при координатному способі.

6.4. Визначення радіусу кривизни траєкторії.

**7. Література:**

А. И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 113-117.



## Інструкція для виконання практичної роботи № 5

**Тема:** Визначення переміщень вільного кінця брусу при розтязі-стиску

1. **Мета:** Навчитись розрахунковим способом визначати переміщення окремих ділянок брусу і переміщення вільного кінця брусу в цілому.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Мікрокалькулятор.

3. **Теоретичні відомості:**

Нормальні напруження в поперечному перерізі брусу визначаються за формулою:

$$\sigma = \frac{N}{A}, \text{ Н/мм}^2 \quad (1),$$

де  $A$  – площа поперечного перерізу,  $\text{мм}^2$ ;

$N$  – поздовжня сила, яка визначається за допомогою методу перерізів.

Чисельно поздовжня сила дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій зовнішніх сил, діючих на залишену частину брусу:

$$N = \Sigma F_i, \text{ Н} \quad (2)$$

При визначенні поздовжньої сили використовують правило знаків: якщо проєкція зовнішньої сили спрямована від перерізу, то вона додатна, якщо до перерізу, то від'ємна. За результатами обчислень поздовжніх сил та напружень будують їх епюри, які являють собою графіки зміни сил та напружень по довжині брусу.

Переміщення вільного кінця брусу визначають як суму подовжень кожної ділянки брусу

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \dots \quad (3)$$

$$\Delta l_1 = \frac{N_i \cdot l_i}{A_i \cdot E} = \frac{\sigma_i \cdot l_i}{E} \quad (4),$$

де  $E$  – модуль поздовжньої пружності,  $\text{Н/мм}^2$ .

4. **Хід роботи.**

4.1. Розбити брус на ділянки, межі яких проходять через точки прикладання зовнішніх сил і місця зміни площі поперечного перерізу.

4.2. Використовуючи метод перерізів визначити нормальні сили на кожній ділянці брусу (формула 2) та побудувати їх епюру.

4.3. Визначити нормальні напруження на кожній ділянці (формула 1) та побудувати їх епюру.

4.4. Визначити переміщення кожної ділянки брусу (формула 4).

4.5. Визначити переміщення вільного кінця (формула 3).

## **5. Висновки.**

### **6. Контрольні питання:**

- 6.1. Який вид деформації називається розтягом-стиском?
- 6.2. Правило знаків для визначення нормальних сил.
- 6.3. В яких місцях на епюрах  $N$  і  $\sigma$  спостерігаються скоки?
- 6.4. Одиниці виміру нормальних напружень.

### **7. Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 219-227.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 6

**Тема:** Визначення діаметру вала із розрахунку на міцність та жорсткість при крученні

1. **Мета:** Навчитися розрахунковим способом визначати діаметр вала, працюючого на кручення.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Мікрокалькулятор.

2.3. Зразки валів.

3. **Теоретичні відомості:**

Умова міцності при крученні вала має вид:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k] \quad (1),$$

де  $\tau_k$ ,  $[\tau_k]$  – розрахункові та допустимі дотичні напруження, Н/мм<sup>2</sup>;

$M_k$  – крутний момент, який визначають за допомогою методу перерізів.

Чисельно він дорівнює алгебраїчній сумі зовнішніх моментів, що діють на залишену частину валу

$$M_k = \sum M_i \quad (2)$$

Визначаючи крутні моменти використовують правило знаків: якщо зі сторони перерізу зовнішній момент спрямован за ходом стрілки годинника, то крутний момент додатний; якщо проти ходу стрілки годинника – момент від'ємний. За результатами обчислень крутних моментів будують їх епюри, які являють собою графіки зміни крутного моменту по довжині валу.

$W_p$  – полярний момент опору, мм<sup>3</sup>

Для вала круглого поперечного перерізу

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (3)$$

Умова жорсткості при крученні валу має вид:

$$\varphi_0 = \frac{M_{\epsilon}}{G \cdot I_p} \leq [\varphi_0] \quad (4),$$

де  $\varphi_0$  і  $[\varphi_0]$  – розрахункові та допустимі відносні кути закручування, рад/м;

$G$  – модуль зсуву, для сталі  $G = 0,8 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;

$I_p$  – полярний момент інерції, мм<sup>4</sup>.

Для вала круглого поперечного перерізу

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (5)$$

#### 4. Хід роботи.

4.1. За заданною величиною потужності  $N$  та кутовою швидкістю  $\omega$  визначають зовнішні моменти, що діють на вал.

$$M_i = \frac{N_i}{\omega}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

4.2. Із умови рівноваги  $\Sigma M_i = 0$  визначають невідомий зовнішній момент.

4.3. Розбивають вал на ділянки, межі яких проходять через точки прикладання зовнішніх моментів. За допомогою метода перерізів визначають крутні моменти на кожній ділянці вала (формула (2)) та будують їх епюри.

4.4. Виходячи з умови міцності (формула (1)), визначають полярний момент опору

$$W_p = \frac{\dot{I} \cdot \tau_{\max}}{[\tau]}, \text{ де}$$

$M_{\text{кmax}}$  – максимальне значення крутного моменту (з епюри).

4.5. Визначають діаметр вала із розрахунку на міцність із формули (3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot W_{\delta}}{\pi}}$$

Отримані значення діаметрів округляють до найближчого більшого парного числа або числа, що закінчується на п'ять.

4.6. Виходячи з умови жорсткості (формула(4)), визначають полярний момент інерції

$$I_p = \frac{\dot{I} \cdot \tau_{\max}}{G \cdot [\varphi_i]}$$

4.7. Визначають діаметр вала із розрахунку на жорсткість із формули (5)

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot I_{\delta}}{\pi}}$$

#### 5. Висновки.

#### 6. Контрольні питання:

- 6.1. Як спрямовано дотичне напруження при крученні?
- 6.2. В яких точках поперечного перерізу виникає максимальне дотичне напруження?
- 6.3. Що характеризує модуль зсуву?
- 6.4. Чи має фізичну суть знак крутного моменту?
- 6.5. Як повинні діяти зовнішні моменти, щоб в поперечному перерізі вала виник тільки один ВСФ – крутний момент?

#### 7. Література:

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 252-262.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 7

**Тема:** Визначення розмірів поперечного перерізу консольно закріпленої балки

1. **Мета:** Навчитися підбирати поперечний переріз балки по сортаменту (номер двутавра).

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Мікрокалькулятор.

2.3. Зразки балок.

3. **Теоретичні відомості:**

Умова міцності при згині балки має вид:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma] \quad (1),$$

де  $\sigma$ ,  $[\sigma]$  – розрахункові та допустимі нормальні напруження, Н/мм<sup>2</sup>;

$W_z$  - момент опору перерізу, мм<sup>3</sup>;

$M_z$  - згинаючий момент, один з двох ВСФ, виникаючих при згині.

Його визначають, використовуючи метод перерізів, Чисельно він дорівнює алгебраїчній сумі моментів від зовнішніх сил відносно точки перетину  $O$  січної площини з повздовжньою віссю балки

$$M_z = \Sigma M(F_o) \quad (2)$$

Згинаючий момент додатний, якщо під дією зовнішніх моментів балка згинається випуклістю донизу, якщо випуклістю вгору – момент від’ємний.

Другий ВСФ – поперечна сила  $Q_y$ .

Чисельно поперечна сила дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій зовнішніх сил, що діють по одну сторону від перерізу

$$Q_y = \Sigma F_i \quad (3)$$

Знак поперечної сили залежить від напрямку моменту, який утворюється зовнішньою силою відносно точки  $O$  – точки перетину поперечної січної площини з повздовжньою віссю балки. Якщо момент спрямований за стрілкою годинника, то поперечна сила додатна, якщо навпаки – сила від’ємна.

За результатами обчислень будують епюри поперечних сил та згинаючих моментів, які являють собою графіки зміни їх величин по довжині балки.

#### **4. Хід роботи.**

4.1. Розбивають балку на ділянки, межами яких служать точки прикладення зовнішніх сил і зосереджених моментів, початок і кінець прикладення розподіленого навантаження.

4.2. На кожній з ділянок визначають поперечну силу (формула (3)) і згинаючий момент (формула (2)) та будують їх епюри.

4.3. Виходячи з умов міцності (формула (1)) визначають момент опору перерізу

$$W_z = \frac{M_{z \max}}{[\sigma]}, \text{ де}$$

$M_{z \max}$  вибирають по епюрі (незалежно від знаку).

4.4. Відповідно до ГОСТ 8239-72 вибирають номер двотавру, для якого момент опору перерізу має найближче значення від  $W_z$ .

#### **5. Висновки.**

##### **6. Контрольні питання:**

6.1. Де на епюрі поперечних сил буде різка зміна значення?

6.2. В яких точках буде різка зміна значення на епюрі згинаючих моментів?

6.3. Як визначається нормальне напруження при згині?

6.4. Найбільш раціональні види перерізів для пластичних та крихких матеріалів.

##### **7. Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 278-303.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 8

**Тема:** Визначення розмірів поперечного перерізу шарнірно закріпленої балки

1. **Мета:** Навчитися визначати потрібні розміри перерізу балки з умови міцності при згині.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Мікрокалькулятор.

2.3. Зразки балок.

3. **Теоретичні відомості:**

Умова міцності при згині балки має вид:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} \leq [\sigma] \quad (1),$$

де  $\sigma$ ,  $[\sigma]$  – розрахункові та допустимі нормальні напруження, Н/мм<sup>2</sup>;

$M_z$  – згинаючий момент, один з двох ВСФ, що виникає при згині. Його визначають, використовуючи метод перерізів. Чисельно він дорівнює алгебраїчній сумі моментів від зовнішніх сил відносно точки перетину  $O$  січної площини з поздовжньою віссю балки

$$M_z = \Sigma M(F_o) \quad (2)$$

Згинаючий момент додатний, якщо під дією зовнішніх моментів балка згинається випуклістю донизу, якщо випуклістю вгору – момент від'ємний. Другий ВСФ – поперечна сила  $Q_y$ .

Чисельно поперечна сила дорівнює алгебраїчній сумі проєкцій зовнішніх сил, що діють по одну сторону від перерізу

$$Q_y = \Sigma F_i \quad (3)$$

Знак поперечної сили залежить від напрямку моменту, який утворюється зовнішньою силою відносно точки  $O$  – точки перетину поперечної січної площини з поздовжньою віссю балки. Якщо момент спрямований за стрілкою годинника, то поперечна сила додатна, якщо навпаки - сила від'ємна. За результатами обчислень будуть епюри поперечних сил та згинаючих моментів, які являють собою графіки зміни їх величин по довжині балки.

$W_z$  – момент опору перерізу, мм<sup>3</sup>.

Для балки круглого поперечного перерізу

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (4)$$

Для балки прямокутного поперечного перерізу

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (5),$$

де  $b$  – ширина,  $h$  – висота перерізу.

#### 4. Хід роботи.

4.1. Для балки з шарнірними опорами, користуючись рівнянням статички, визначають опорні реакції балки.

4.2. Розбивають балку на ділянки, межами яких служать точки прикладення зовнішніх сил і зосереджених моментів, початок і кінець прикладення розподіленого навантаження.

4.3. На кожній з ділянок визначають поперечну силу (формула (3)) і згинаючий момент (формула (2)) та будують їх епюри.

4.4. Виходячи з умов міцності (формула (1)) визначають момент опору перерізу

$$W_z = \frac{M_{z\max}}{[\sigma]}, \text{ де}$$

$M_{z\max}$  вибирають по епюрі (незалежно від знаку).

4.5. Визначають розміри поперечного перерізу балки, для балки круглого перерізу (формула (4)) знаходять діаметр

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_z}{\pi}}$$

для балки прямокутного перерізу, якщо задано співвідношення сторін, то один розмір виражають через другий, наприклад, задано

$$\frac{h}{b} = 2, \text{ тоді } h = 2b;$$

за формулою (5)  $W_z = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (2 \cdot b)^2}{6} = \frac{4 \cdot b^3}{6} = \frac{2}{3} \cdot b^3$

тоді  $b = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot W_z}{2}}$

Отримані значення округляють до ближчого більшого числа.

#### 5. Висновки.

##### 6. Контрольні питання:

6.1. Коли в балці виникає деформація чистий згин?

6.2. Де на епюрі поперечних сил буде різка зміна значення?

6.3. В яких точках буде різка зміна значення на епюрі згинаючих моментів?

6.4. Як визначається нормальне напруження при згині по площині поперечного перерізу?

6.5. Найбільш раціональні види перерізів для пластичних та крихких матеріалів.

#### 7. Література:

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 278-303.



## Інструкція для виконання практичної роботи № 9

**Тема:** Розрахунок бруса круглого поперечного перерізу при згині з крученням

1. **Мета:** Навчитися визначати розміри поперечного перерізу вала з умови міцності при згині з крученням, використовуючи гіпотези міцності.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Мікрокалькулятор.

2.3. Зразки валів.

3. **Теоретичні відомості:**

Розрахунок валів, що зазнають сумісну дію згину та кручення, виконують за допомогою третьої та п'ятої гіпотез міцності.

Еквівалентні напруження, що виникають в поперечному перерізі вала, розраховують за формулами:

$$\sigma_{\text{екв III}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (1) \text{ та}$$

$$\sigma_{\text{екв V}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2),$$

де  $\sigma$  – нормальне напруження при згині

$$\sigma = \frac{\dot{I}_{\zeta\bar{a}}}{W_{\zeta\bar{a}}} \quad (3)$$

$\tau$  – дотичне напруження при крученні

$$\tau = \frac{\dot{I}_{\dot{e}}}{W_{\dot{e}}} \quad (4)$$

$M_{\text{зг}}$  та  $M_{\text{к}}$  – згинаючий та крутний моменти.

Момент опору перерізу

$$W_{\text{зг}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad (5)$$

Полярний момент опору

$$W_{\text{п}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \quad (6)$$

Умови міцності вала, що працює на згин з крученням, по третій та п'ятій гіпотезах міцності відповідно мають вигляд:

$$\sigma_{\text{екв III}} = \frac{\sqrt{\dot{I}_{\zeta\bar{a}}^2 + \dot{I}_{\dot{e}}^2}}{W_{\zeta\bar{a}}} \leq [\sigma] \quad (7)$$

$$\sigma_{\text{екв V}} = \frac{\sqrt{\dot{I}_{\zeta\bar{a}}^2 + 0,75\dot{I}_{\dot{e}}^2}}{W_{\zeta\bar{a}}} \leq [\sigma] \quad (8)$$

#### **4. Хід роботи.**

4.1. За допомогою методу перерізу визначити внутрішні силові фактори: крутний момент  $M_k$  та згинаючий момент  $M_{зг}$ . Для цього вал розбити на ділянки, межами котрих служать точки прикладення зовнішніх сил та зосереджених моментів.

4.2. Побудувати епюри крутного та згинаючого моментів.

4.3. Визначити небезпечний переріз вала. Небезпечним вважається той переріз, в якому згинаючий та крутний моменти приймають екстремальні значення.

4.4. Виходячи з умов міцності, за третьою гіпотезою міцності (формула (7)) визначити момент опору перерізу

$$W_{зг} = \frac{\sqrt{M_{зг}^2 + M_k^2}}{[\sigma]}$$

4.5. З формули моменту опору перерізу (5) визначити діаметр поперечного перерізу вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W_{зг}}{\pi}}$$

4.6. Одержаний розмір округлити до найближчого більшого цілого числа.

#### **5. Висновки.**

##### **6. Контрольні питання:**

6.1. Суть гіпотез міцності, яка застосовується при розрахунку вала, що працює на згин з крученням.

6.2. Як визначити еквівалентні напруження за третьою та п'ятою гіпотезами міцності?

6.3. Умови міцності вала, що працює на згин з крученням за третьою та п'ятою гіпотезами міцності.

6.4. Момент опору перерізу. Як він визначається?

6.5. Полярний момент опору. Як він визначається?

##### **7. Література:**

А.И. Аркуша Техническая механика – М.: Высшая школа, 1989, с. 329-337.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 10

**Тема:** Розрахунок клинопасової передачі

1. **Мета:** Навчитися визначати кінематичні та геометричні параметри клинопасової передачі.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Калькулятор.

2.3. Зразки клинових пасів, шківів.

3. **Теоретичні відомості:**

Пасова передача призначена для передавання енергії від ведучого вала до веденого зі зміною або без зміни значення та напрямку кутової швидкості.

Переваги:

- можливість передавання енергії на значні відстані;
- простота і низька вартість конструкції;
- плавність і безшумність ходу;
- здатність пом'якшувати удари завдяки еластичності паса і захищати механізм від поломок;
- простота обслуговування і догляду.

Недоліки:

- несталість передаточного відношення внаслідок пружного ковзання;
- відносно великі габарити;
- невисока довговічність паса;
- великі навантаження на вали та їх опори.

Клинопасові передачі застосовують при порівняно великих передаточних відношеннях, вертикальному і похилому розташуванню осей валів, потребі малогабаритності передачі, передаванні енергії на кілька валів.

4. **Хід роботи.**

4.1. Визначити переріз паса за заданою потужністю та частотою обертання ведучого вала (номограма, рис. 7.3, [2]).

4.2. Визначити обертовий момент на ведучому шківі за формулою

$$T_1 = \frac{30P}{\pi \cdot n_1}$$

4.3. Визначити діаметр меншого шківів за формулою

$$d \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1}$$

Згідно з ГОСТ 17383-73 прийняти стандартне значення  $d_1$  (див. с. 120, [2]).

4.4. Визначення діаметра веденого шківів

$$d_2 = d_1 \cdot u$$

Прийняти стандартне значення  $d_2$  (див. с. 120, [2]).

4.5. Уточнити передаточне відношення

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

Розходження між заданим і уточненим значенням передаточного відношення не повинно перевищувати 5 %.

4.6. Визначити мінімальне і максимальне значення міжосьової відстані за формулами

$$a_{\min} = 0,55(d_1+d_2)+T_o,$$

$T_o$  – висота перерізу паса (табл. 7.7, [2]).

$$a_{\max} = d_1+d_2$$

Прийняти середнє значення міжосьової відстані.

4.7. За формулою

$$L = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi(d_1+d_2) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}$$

визначити довжину паса і узгодити її зі стандартним рядом (табл. 7.7, [2]).

4.8. За формулою

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 57 \frac{d_2-d_1}{a}$$

визначити кут обхвату пасом меншого шківа.

4.9. Вибрати номінальну потужність  $P_o$ , яку може передати один пас (табл. 7.8, [2]).

4.10. Визначити розрахункову потужність  $P_p$ , яку може передати один пас

$$P_p = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_Z / C_p,$$

де  $C_\alpha$  – коефіцієнт кута обхвату (с. 135, [2]);

$C_L$  – коефіцієнт, який враховує довжину паса (табл. 7.9, [2]);

$C_Z$  – коефіцієнт, який враховує кількість пасів (с. 135, [2]);

$C_p$  – коефіцієнт режиму роботи (табл. 7.10, [2]).

4.11. Визначення кількості пасів  $Z$  за формулою

$$Z = \frac{P \cdot C_p}{P_o \cdot C_L \cdot C_\alpha \cdot C_z}$$

4.12. Визначити швидкість паса  $v$  за формулою

$$v = \frac{\pi_1 \cdot n_1 \cdot d_1}{60}$$

4.13. Визначити силу натягу одного паса за формулою

$$F_o = \frac{850 \cdot P \cdot C_p \cdot C_L}{Z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2,$$

де  $\Theta$  – коефіцієнт, який враховує відцентрову силу (с. 136, [2]).

4.14. Визначити силу тиску на опори валів (підшипників) за формулою

$$F = 2 \cdot F_o \cdot Z \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

4.15. Визначити ширину шківів  $B$  за формулою

$$B = (z-1) \cdot p + 2 \cdot f,$$

де  $p, f$  – параметри шківа (табл. 7.12, [2]).

## **5. Висновки.**

### **6. Контрольні питання:**

- 6.1. Які переваги клинових пасів порівняно з плоскими?
- 6.2. Завдяки яким перевагам в машинобудуванні використовують пасові передачі?
- 6.3. В яких випадках рекомендується застосовувати клинопасові передачі?
- 6.4. Як визначають діаметр ведучого шківів клинопасової передачі?

### **7. Література:**

М.И. Фролов Техническая механика – М.: Высшая школа, 1990.

С.А. Чернавский Курсовое проектирование деталей машин – М.: Машиностроение, 1987.

**Тема:** Розрахунок косозубої циліндричної передачі

1. **Мета:** Навчитися визначати кінематичні та геометричні параметри циліндричної передачі.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Калькулятор.

2.3. Зразки циліндричних зубчастих коліс.

3. **Теоретичні відомості:**

Зубчасті циліндричні передачі з косими зубами мають нахил контактної лінії до основи зуба, потовщення зуба в небезпечному перерізі, більше значення коефіцієнта перекриття і більшу сумарну довжину контактних ліній, тому такі передачі міцніші від прямозубих, мають плавний хід внаслідок поступового входу зубів у зачеплення і працюють відносно безшумно, навіть при високих швидкостях.

Недоліком косозубої передачі є наявність осьової сили  $F_a$ , яка намагається зсунути колесо вздовж осі вала.

Косозубі колеса зазвичай нарізують з кутом нахилу зубів  $\beta \approx 8 \dots 20^\circ$ .

Косозубі колеса не рекомендується застосовувати в тихохідних передачах, оскільки простіші та порівняно дешеві прямозубі циліндричні передачі досить добре працюють при низьких колових швидкостях.

4. **Хід роботи.**

4.1. Визначити обертаючі моменти на валу шестерні та на валу колеса за формулою

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta,$$

де  $\eta = 0,98$  – ККД редуктора.

4.2. Для заданої марки сталі шестерні і колеса вибрати значення механічних характеристик  $HB_1$ ,  $HB_2$ ,  $\sigma_{B1}$ ,  $\sigma_{B2}$ ,  $\sigma_{T1}$ ,  $\sigma_{T2}$  по табл. 9.2 [1], передбачити різницю в твердості зубів шестерні і колеса в межах  $HB_1 = HB_2 + (50 \dots 80)$ .

4.3. Визначити допустимі контактні напруження для матеріалу шестерні і матеріалу колеса за формулою

$$[\sigma_H]_1 = \frac{(2HB_1 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{(2HB_2 + 70) \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

де  $[S_H]$  – коефіцієнт безпеки, прийняти  $[S_H] = 1,1$ ;

$K_{HL}$  – коефіцієнт довговічності, прийняти  $K_{HL} = 1,0$ .

Як розрахункове прийняти умовне допустиме напруження

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2)$$

4.4. Визначити допустимі напруження згину для матеріалу шестерні і матеріалу колеса за формулами

$$[\sigma_F]_1 = \frac{1,8HB_1 \cdot K_{FL}}{[S_F]};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{1,8HB_2 \cdot K_{FL}}{[S_F]},$$

де  $[S_F]$  – коефіцієнт безпеки, прийняти  $[S_F] = 1,75$ ;

$K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, прийняти  $K_{FL} = 1,0$ .

4.5. Вибрати розрахункові коефіцієнти:

коефіцієнт ширини вінця колеса  $\psi_a$ , для не прямозубих коліс прийняти  $\psi_a = 0,4$ ;

коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині контакту зубів, прийняти  $K_{HB} = 1,0$ .

4.6. Визначити потрібну міжосьову відстань за формулою

$$a_w = 43 \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{HB}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_a}}$$

прийняти найближче значення  $a_w$  зі стандартного ряду (див. с. 36, [2]).

4.7. Визначити ширину вінця зубчастих коліс:

колеса за формулою  $b_2 = \psi_a \cdot a_w$

шестерні за формулою  $b_1 = 1,12 \cdot b_2$

прийняти найближче значення  $b_1$  і  $b_2$  зі стандартного ряду (табл. 1.1, [1]).

4.8. Визначити нормальний модуль зубів за формулою

$$m_n \geq \frac{5,8 \cdot T_2 \cdot (u+1)}{u \cdot a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma_F]_2}$$

прийняти найближче значення  $m_n$  зі стандартного ряду (див. с. 36, [2]).

4.9. Визначити попередньо мінімальний кут нахилу зубів за формулою

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4 \cdot m_n}{b_2}$$

4.10. Визначити сумарне число зубів за формулою

$$Z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m_n}$$

округлити  $Z_{\Sigma}$  до найближчого цілого числа.

4.11. Визначити фактичний кут нахилу зубів

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot Z_{\Sigma}}{2 \cdot a_w}$$

4.12. Визначити число зубів шестерні і колеса за формулою

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u+1)};$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 \text{ (} Z_1 \text{ і } Z_2 \text{ повинні бути цілими числами)}$$

4.13. Визначити фактичне передаточне число

$$u_{\phi} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

і відхилення від заданого  $\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\%$  (допускається  $\Delta u$  не більше 4%).

4.14. Визначити геометричні розміри передачі:

ділильні діаметри за формулою

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_1; \quad d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z_2$$

діаметр вершин зубів  $d_{a1} = d_1 + 2m_n$ ;  $d_{a2} = d_2 + 2m_n$

уточнити міжосьову відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

4.15. Обчислити колову швидкість коліс за формулою

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2}$$

Залежно від значення  $v$  призначити ступінь точності передачі.

4.16. Обчислити сили, що діють у зачепленні:

колову силу  $F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$

радіальну силу  $F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$

осьову силу  $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ ,  $\alpha_w = 20^\circ$  – стандартний кут зачеплення

4.17. Вибрати розрахункові коефіцієнти:

коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження між зубами  $K_{H\alpha}$  (табл. 3.4, [2]);

коефіцієнт нерівномірності розподілення навантаження по довжині контакту зубів  $K_{H\beta}$  (табл. 3.5, [2]);

коефіцієнт динамічності  $K_{Hv}$  (табл. 3.6, [2]).

4.18. Перевірити контактну витривалість активних поверхонь зубів за формулою

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} (u_{\phi} + 1)^3}{b_2 \cdot u_{\phi}^2}} < [\sigma_H]$$

## 5. Висновки.

### 6. Контрольні питання:

6.1. Чому не рекомендується приймати кількість зубів шестерні менше 17?

6.2. Чому рекомендується брати для шестерні матеріал вищої якості, ніж для колеса?

6.3. Який модуль непрямозубої передачі звичайно стандартизований і чому?

6.4. Які передачі (прямозубі чи непрямозубі) краще застосовувати при високих швидкостях і чому?



## **7. Література:**

М.И. Фролов Техническая механика – М.: Высшая школа, 1990.

С.А. Чернавский Курсовое проектирование деталей машин – М.: Машиностроение, 1987.

## Інструкція для виконання практичної роботи № 12

**Тема:** Розрахунок на міцність черв'ячної передачі

1. **Мета:** Навчитися визначати кінематичні та геометричні параметри черв'ячної передачі.

2. **Матеріально-технічне та навчально-методичне забезпечення:**

2.1. Індивідуальні завдання.

2.2. Калькулятор.

2.3. Зразки черв'яків і черв'ячних коліс.

3. **Теоретичні відомості:**

Черв'ячна передача являє собою кінематичну пару, що складається з черв'яка і черв'ячного колеса.

Переваги черв'ячних передач:

- можливість здійснення передачі з великими передаточними числами ( $u=8\dots 80$ );
- плавність зачеплення і безшумність роботи;
- можливість здійснення само гальмівної передачі;
- невелика маса передачі на одиницю потужності.

Недоліки:

- порівняно низький ККД ( $\eta=0,75\dots 0,92$ );
- обмеженість потужності, що передається;
- сильне нагрівання передачі при тривалій роботі;
- велика вартість матеріалу вінців черв'ячних коліс.

Незважаючи на недоліки, черв'ячні передачі широко застосовуються в машинобудуванні: механізми привода тролейбуса, підйомно-транспортних машин, пасажирських і вантажних ліфтів, верстатів.

4. **Хід роботи.**

4.1. Визначити обертаючі моменти на валу черв'яка та на валу черв'ячного колеса за формулою

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega}$$

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta$$

де  $\eta$  – ККД черв'ячної передачі, визначити попередньо за формулою

$$\eta = 0,95 - \left(1 - \frac{u}{200}\right)$$

4.2. Вибрати число витків черв'яка  $Z_1$  залежно від передаточного числа (див. с. 55, [2]).

Визначити число зубів черв'ячного колеса за формулою

$$Z_2 = Z_1 \cdot u$$

4.3. Визначити попереднє значення швидкості ковзання за формулою

$$v_s^1 = 4,3 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt[3]{T_2}$$

4.4. Визначити допустиме контактне напруження для матеріалу колеса за формулою

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25 \cdot v_s^1$$

4.5. Визначити допустиме напруження згину за формулою

$$[\sigma_F]_2 = K_{FL} \cdot [\sigma_{OF}]',$$

де  $K_{FL}$  – коефіцієнт довговічності, прийняти  $K_{FL} = 0,543$ ;

$[\sigma_{OF}]'$  – основні допустимі напруження згину (див. табл. 4.8, [2]).

4.6. Визначити міжосьову відстань передачі за формулою

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{[\sigma_H]_2^2}}$$

прийняти найближче значення  $a_w$  зі стандартного ряду (див. с. 245, [1]).

4.7. Визначити попереднє значення модуля зачеплення за формулою

$$m = (1,4 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2}$$

прийняти стандартне значення модуля за табл. 11.1 [1].

4.8. Визначити коефіцієнт діаметра черв'яка за формулою

$$q \geq 0,25 \cdot z_2$$

прийняти стандартне значення  $q$  за табл. 11.1 [1].

4.9. Визначити міжосьову відстань при стандартних значеннях  $q$  і  $m$  за формулою

$$a_w = \frac{m(q + z_2)}{2}$$

4.10. Визначити основні розміри черв'яка:

ділительний діаметр  $d_1 = q \cdot m$

діаметр вершин витків  $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$

діаметр западин витків  $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$

довжину нарізаної частини  $b_1 \geq (c_1 + c_2 \cdot z_2) \cdot m$ , де

$c_1 = 11$ ;  $c_2 = 0,06$  при  $z_2 = 1$  чи  $2$

$c_1 = 12,5$ ;  $c_2 = 0,09$  при  $z_2 = 3$  чи  $4$

ділительний кут підйому лінії витка  $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

4.11. Визначити основні розміри вінця черв'ячного колеса:

ділительний діаметр  $d_2 = m \cdot z_2$

діаметр вершин витків  $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m$

діаметр западин витків  $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m$

найбільший діаметр колеса  $d_{am2} = d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$

ширина вінця колеса  $b_1 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$

4.12. Визначити фактичну швидкість ковзання за формулою

$$v_s = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma}$$

4.13. Визначити фактичне значення ККД передачі

$$\eta^1 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}, \text{ де}$$

$\rho^1$  – приведений кут тертя, вибрати значення  $\rho^1$  по табл. 4.4. [2].

4.14. Уточнити обертаючий момент на валу колеса

$$T_2^1 = T_1 \cdot u \cdot \eta^1$$

4.15. Обчислити сили, що діють у черв'ячному зачепленні:

колову силу на колесі і осьову силу на черв'яку  $F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2^1}{d_2}$

колову силу на черв'яку і осьову силу на колесі  $F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_2^1}{d_1}$

радіальну силу на черв'яку і на колесі  $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$ , де

$\alpha_w = 20^\circ$  – стандартний кут зачеплення.

4.16. Визначити коефіцієнт навантаження за формулою:

$$K_H = K_{HB} \cdot K_{Hv}, \text{ де}$$

$K_{HB}$  – коефіцієнт концентрації навантаження, прийняти  $K_{HB} = 1,0$

$K_{Hv}$  – коефіцієнт динамічності навантаження, вибрати по табл. 4.7. [2].

4.17. Якщо фактична швидкість ковзання відрізняється від попередньо визначеної, то уточнити значення допустимого контактного напруження за формулою

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25 \cdot v_s$$

4.18. Перевірити контактні напруження за формулою

$$\sigma_{H2} = \frac{170 \cdot q}{z_2} \sqrt{\left( \frac{z_2 + 1}{q} \right)^3 \cdot T_2 \cdot K_H} < [\sigma_H]_2$$

## 5. Висновки.

### 6. Контрольні питання:

6.1. В яких випадках доцільно застосовувати черв'ячну передачу?

6.2. Як визначають передаточне число черв'ячної передачі?

6.3. Із яких міркувань вибирають кількість витків черв'яка і кількість зубів черв'ячного колеса?

6.4. Які переваги і недоліки мають черв'ячні передачі порівняно з зубчастими?

### 7. Література:

М.И. Фролов Техническая механика – М.: Высшая школа, 1990.

С.А. Чернавский Курсовое проектирование деталей машин – М.: Машиностроение, 1987.

