

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**Механічний факультет**

**Кафедра “Механіка і проектування машин”**

**Конструювання деталей зубчатих передач**

**Допоміжні матеріали до виконання курсового проекту з дисципліни  
«Технічна механіка»**

**Харків 2014**

Допоміжні матеріали розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри механіки і проектування машин 26 грудня 2012 р., протокол № 7.

Призначені для студентів механічного факультету спеціальності 7.090510 “Теплоенергетика” всіх форм навчання.

Укладачі:

доценти В.С. Тіщенко,  
О.С. Шуліка

Рецензент

доц. О.А. Логвіненко

## З М І С Т

Вступ	4
1 Конструювання елементів редуктора.....	4
1.1 Конструювання вала.....	5
1.2 Конструювання зубчатого колеса.....	10
2 Перевірочний розрахунок другого проміжного вала.....	11
Список літератури.....	18
Додаток А. Параметри призматичних шпонок.....	19
Додаток Б. Параметри кулькових радіальних підшипників...	20
Додаток В. Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення.....	21
Додаток Г. Механічні характеристики сталей.....	22
Додаток Д. Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки.....	23
Додаток Е. Приклад креслення вала.....	24
Додаток Ж. Приклад креслення зубчатого колеса.....	25

## ВСТУП

Однією з головних тенденцій вищої школи є підсилення базової загальноінженерної підготовки майбутніх спеціалістів. При цьому особлива роль відводиться послідовному переходу від інформативних методів навчання до активних, які передбачають залучення студентів до різних видів самостійної роботи і насамперед у курсовому проектуванні.

Навчальними планами підготовки фахівців залізничного транспорту на механічному факультеті УкрДАЗТ для студентів усіх форм навчання передбачається виконання комплексних курсових проектів з дисципліни “Технічна механіка”. Тому ці допоміжні матеріали, які містять методичні рекомендації до виконання розділів курсового проектування, що передбачають проектування елементів редуктора, є актуальними.

У допоміжних матеріалах реалізуються сучасні комп'ютерно-активізовані технології навчання, які передбачають багатопланове застосування ЕОМ на всіх етапах курсового проектування.

Поряд з тим у них наведені досить докладні рекомендації до самостійного виконання проектувальних розрахунків і графічних частин відповідних розділів (що найбільш важливо для студентів заочної форми навчання).

## 1 КОНСТРУЮВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ РЕДУКТОРА

У цьому розділі курсового проекту передбачається виконання таких робіт:

- розроблення конструкції вала вихідного зубчатого колеса 2 (робоче креслення вала виконується на форматі А<sub>3</sub>);
- розроблення конструкції зубчатого колеса 2 (робоче креслення зубчатого колеса виконується на форматі А<sub>3</sub>).

Початковими даними, що визначені в попередніх розділах, для виконання конструкторської розробки є:

- зрівноважувальний момент  $M_{зр}$ ;
- міжцентрова відстань  $a_w$ ;

- радіуси кіл зубчатого колеса, ділильного  $r_2$ , западин  $r_{f2}$  та вершин  $r_{a2}$ .

## 1.1 Конструювання вала

За умовами на конструювання відповідні ділянки валу 1 (рисунок 1) з'єднуються таким чином:

- ділянка ① з елементом механічної передачі (або півмуфтою) 4;
- ділянка ② з підшипником кочення 3, дистанційним кільцем 6, кришкою підшипника та гумовим армованим ущільненням 5;
- ділянка ③ із зубчатим колесом 2;
- ділянка ④ є упорним буртом для зубчатого колеса 2 та підшипника 3;
- ділянка ⑤ з підшипником кочення 3.

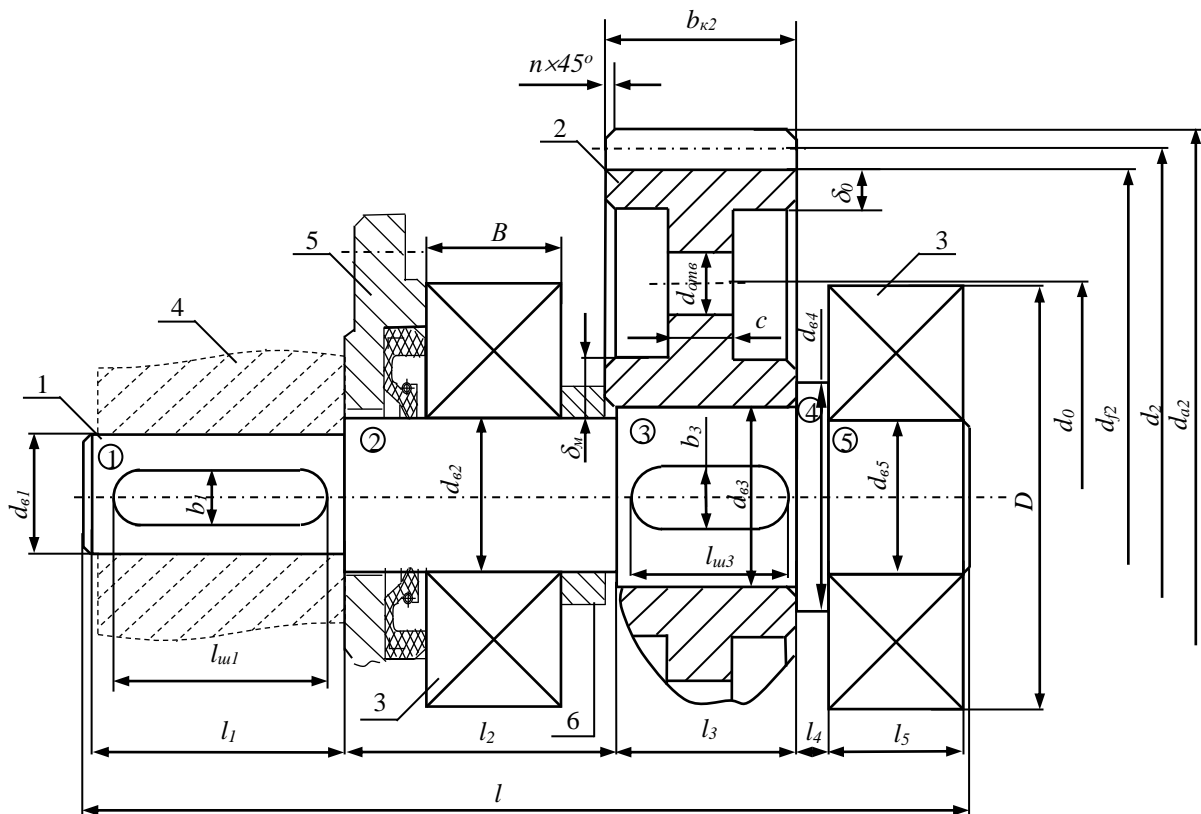


Рисунок 1 – Конструкція вала та зубчатого колеса

Проектувальний розрахунок вала виконується за умов міцності при крученні і його метою є визначення діаметра  $d$  і довжини  $l$  кожної з позначених ділянок.

Як навчальний приклад розглянемо конструювання вала та зубчатого колеса з такими вихідними даними:

- зрівноважувальний момент  $M_{зр} = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$  [5];
- передаточне відношення  $U_{12} = 1,3$ ;
- модуль зачеплення  $m = 8 \text{ мм}$ ;
- міжцентрова відстань  $a_w = 186,28 \text{ мм}$ ;
- радіус кола вершин  $r_{a2} = 110,96 \text{ мм}$ ;
- радіус ділительного кола  $r_2 = 100 \text{ мм}$ ;
- радіус кола западин  $r_{f2} = 94,87 \text{ мм}$ .

Перша ділянка:

Діаметр  $d_{e1}$

$$d_{e1} = 17,1 \cdot 3 \sqrt{\frac{T}{[\tau]}} \text{ мм}, \quad (1)$$

де  $[\tau]$  – допустимі значення напруження кручення матеріалу валу (зазвичай  $[\tau]$  обирають у межах 12-30 МПа [2]);

$T$  – крутний момент.

$$T = M_{зр} \cdot U_{12} \cdot \eta_{12} \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (2)$$

де  $\eta_{12}$  – коефіцієнт корисної дії зубчатої передачі (при розрахунках приймається  $\eta_{12} = 0,96 \dots 0,98$ ).

$$T = 120 \cdot 1,3 \cdot 0,96 = 149,76 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$d_{e1} = 17,1 \cdot 3 \sqrt{\frac{149,76}{20}} = 33,45 \text{ мм}.$$

Отриманий діаметр вала збільшуємо з урахуванням ослаблення шпонковим пазом  $d_{e1} = 35 \text{ мм}$ .

Довжина першої ділянки  $l_1$

$$l_1 = (1,0 \div 1,5) d_{e1}, \text{ мм}, \quad (3)$$

$$l_1 = 1,25 \cdot d = 1,25 \cdot 35 = 43,75 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $l_1 = 44 \text{ мм.}$

Параметри шпонкового паза визначаються в залежності від діаметра та довжини ділянки, що розглядається, з додатка А. Для першої ділянки прикладу параметри такі:

- довжина шпонкового паза  $l_{ш1} = 40 \text{ мм};$
- ширина  $b_{ш1} = 10 \text{ мм};$
- глибина паза вала  $t_{1ш1} = 5 \text{ мм};$
- глибина паза зубчатого колеса  $t_{2ш1} = 3,3 \text{ мм.}$

*Друга ділянка*

Діаметр  $d_{e2}$

$$d_{e2} = d_{e1} + (4...6), \text{ мм.} \quad (4)$$

Остаточно  $d_{e2}$  прийняти з додатка Б (діаметр внутрішнього кільця вибраного підшипника).

$$d_{e2} = 35 + 5 = 40 \text{ мм.}$$

За визначеним діаметром підбираємо радіальний кульковий підшипник легкої серії з додатка Б (№ 308, у якого діаметр зовнішнього кільця  $D = 90 \text{ мм}$ , а ширина  $B = 23 \text{ мм}$ ).

Друга ділянка з'єднана з підшипником кочення, дистанційним кільцем, кришкою підшипника та гумовим армованим ущільненням, тому її довжина визначається як сумарна ширина відповідних вузлів:

$$l_2 = H_1 + B + c_k + 10, \text{ мм,} \quad (5)$$

де  $H_1$  – типорозмір кришки редуктора, з додатка В, орієнтуючись на діаметр зовнішнього кільця підшипника  $D$  з додатка Б.

$c_k$  – ширина дистанційного кільця ( $c_k = 10...12 \text{ мм}$ ).

$$l_2 = 18 + 23 + 11 + 10 = 62 \text{ мм.}$$

Третя ділянка  
Діаметр  $d_{e3}$

$$\begin{aligned}d_{e3} &= d_{e2} + (4...6), \text{ мм}, \\d_{e3} &= 40 + 5 = 45 \text{ мм}.\end{aligned}\quad (6)$$

Довжина третьої ділянки  $l_3$  залежить від ширини пов'язаного з ним зубчатого колеса:

$$l_3 = b_{к2} - 2...3 \text{ мм}.\quad (7)$$

Ширина зубчатого колеса визначається за обраною відносною шириною колеса

$$\psi_{ba} = \frac{b_{к2}}{a_W},\quad (8)$$

де  $b_{к2}$  – ширина зубчатого колеса.

У відповідності до рекомендацій [3] для несиметричного розташування коліс відносно опор  $\psi_{ba}$  приймається у межах 0,25...0,4. Наприклад, оберемо  $\psi_{ba} = 0,3$ , тоді ширина зубчатого колеса:

$$b_{к2} = 186,28 \cdot 0,3 = 55,88 \text{ мм}.$$

Остаточно приймаємо  $b_{к2} = 56 \text{ мм}$ .

$$l_3 = 56 - 2 = 54 \text{ мм}.$$

Параметри шпонкового паза визначаються в залежності від діаметра та довжини ділянки, що розглядається, з додатка А. Для третьої ділянки прикладу параметри такі:

- довжина шпонкового паза  $l_{ш3} = 50 \text{ мм}$ ;
- ширина  $b_{ш3} = 15 \text{ мм}$ ;
- глибина паза вала  $t_{1ш3} = 5,5 \text{ мм}$ ;
- глибина паза зубчатого колеса  $t_{2ш3} = 3,8 \text{ мм}$ .



Четверта ділянка  
Діаметр  $d_{e4}$

$$d_{e4} = d_{e3} + 2t, \text{ мм}, \quad (9)$$

де  $t$  – коефіцієнт, що обирається в залежності від діаметра  $d_{e3}$  з використанням таблиці 1.

Таблиця 1 – Коефіцієнти  $t$

$d_{e3}, \text{ мм}$	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
$t, \text{ мм}$	2	2,5	2,5	3	3,5	3,5

$$d_{e4} = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм}.$$

Довжину четвертої ділянки обирають з інтервалу  $l_4 = 10...15 \text{ мм}$ .

П'ята ділянка, пов'язана з підшипником кочення, тому її довжина і діаметр відповідають ширині і внутрішньому діаметру підшипника:

$$d_{e5} = d_n = d_{e2}, \text{ мм}, \quad (10)$$

$$l_5 = B, \text{ мм}. \quad (11)$$

Для прикладу, що розглядається, відповідно  $d_{e5} = 40 \text{ мм}$ ,  $l_5 = 23 \text{ мм}$ .

Повна довжина вала

$$l = l_1 + l_2 + l_3 + l_4 + l_5 + 2f, \text{ мм}, \quad (12)$$

де  $f$  – розмір фаски, обирається за таблицею 2.

Таблиця 2 – Розміри фасок  $f$ .

$d_{e5}, \text{ мм}$	25...30	31...40	41...50	51...60	61...70	71...85
$f, \text{ мм}$	1	1	2	2	3	3

$$l = 44 + 62 + 54 + 10 + 23 + 2 \cdot 1 = 195 \text{ мм}.$$

## 1.2 Конструювання зубчатого колеса

У відповідності до рисунка 1 при конструюванні зубчатого колеса визначають такі його розміри:

- діаметр кола вершин

$$d_{a2} = 2r_{a2}, \text{ мм}, \quad (13)$$

$$d_{a2} = 2 \cdot 110,96 = 221,92 \text{ мм};$$

- діаметр ділительного кола

$$d_2 = 2r_2, \text{ мм}, \quad (14)$$

$$d_2 = 2 \cdot 100 = 200 \text{ мм};$$

- діаметр кола западин:

$$d_{f2} = 2r_{f2}, \text{ мм}, \quad (15)$$

$$d_{f2} = 2 \cdot 94,87 = 189,74 \text{ мм};$$

- товщина маточини:

$$\delta_m = (0,25 \dots 0,35) \cdot d_{g3}, \text{ мм}, \quad (16)$$

$$\delta_m = 0,3 \cdot 45 = 13,5 \text{ мм}$$

(приймаємо  $\delta_m = 14 \text{ мм}$ );

- товщина обода

$$\delta_o = (0,25 \dots 0,35) \cdot b_{k2}, \text{ мм}, \quad (17)$$

$$\delta_o = 0,3 \cdot 56 = 16,8 \text{ мм}$$

(приймаємо  $\delta_o = 17 \text{ мм}$ );

- ширина диска

$$c = (0,2 \dots 0,3) \cdot b_{к2}, \text{ мм} \quad (18)$$
$$c = 0,25 \cdot 56 = 14 \text{ мм};$$

- діаметр отворів  $d_{отв} = 10 \dots 20 \text{ мм}$ ;

- положення осей отворів  $d_o$  приймається конструктивно;

- розмір фаски  $n = 1 \dots 2 \text{ мм}$ .

## 2 ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК ДРУГОГО ПРОМІЖНОГО ВАЛА

Метою перевірного розрахунку другого проміжного вала є його перевірка на статичну міцність з урахуванням деформацій згинання і кручення. Схема вала з основними розмірами, коловою силою муфти та зусиллями у зачепленні зубчатих коліс зображена на рисунку 2.

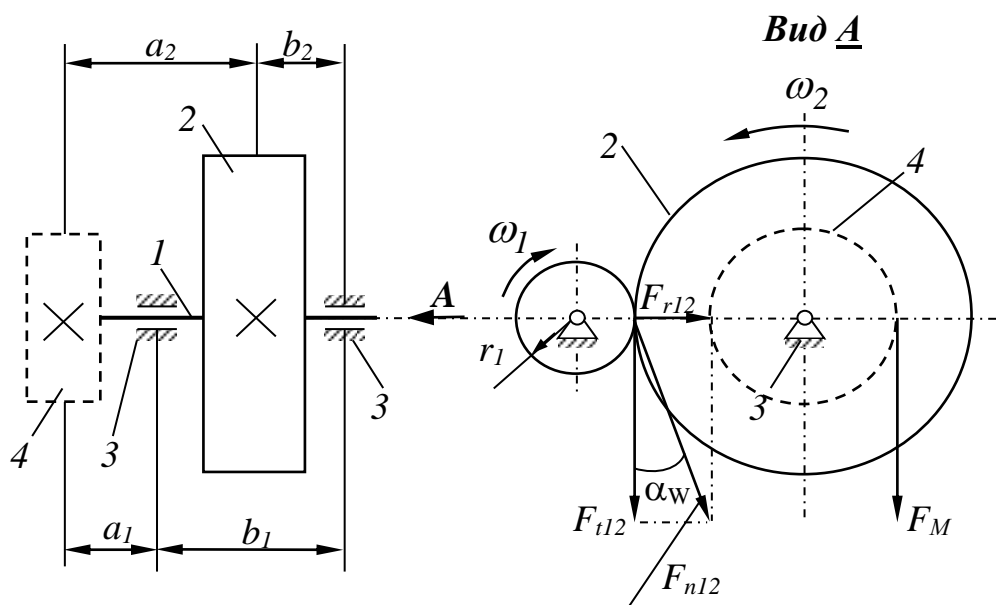


Рисунок 2 – Схема формування зусиль у зачепленні зубчатих коліс та колова сила муфти

Розрахунок починаємо з визначення відстаней:

- між серединою муфти 4 та опорою 3:

$$a_1 = \frac{l_1}{2} + l_2 - \frac{B}{2} - c_k, \text{ мм}, \quad (19)$$

$$a_1 = \frac{44}{2} + 62 - \frac{23}{2} - 11 = 61,5 \text{ мм};$$

- між серединами муфти та центром зубчатого колеса 2:

$$a_2 = \frac{l_1}{2} + l_2 + \frac{l_3}{2} - l, \text{ мм}, \quad (20)$$

$$a_2 = \frac{44}{2} + 62 + \frac{54}{2} - 1 = 110, \text{ мм};$$

- між опорами:

$$b_1 = B + c_k + l_3 + l_4, \text{ мм}, \quad (21)$$

$$b_1 = 23 + 11 + 54 + 10 = 98 \text{ мм};$$

- між центром колеса та опорою:

$$b_2 = \frac{b_{к2}}{2} + l_4 + \frac{B}{2}, \text{ мм}, \quad (22)$$

$$b_2 = \frac{56}{2} + 10 + \frac{23}{2} = 49,5 \text{ мм}.$$

Перевірка виконаних розрахунків:

$$a_1 + b_1 = a_2 + b_2 = l - 2f - \frac{B}{2} - \frac{l_1}{2}, \text{ мм}, \quad (23)$$

$$61,5 + 98 = 110 + 49,5 = 195 - 2 \cdot 1 - \frac{23}{2} - \frac{44}{2} = 159,5 \text{ мм}.$$

Наступний етап передбачає визначення колового та радіального зусилля, що формуються у зачепленні шестірні та зубчатого колеса.

Колове зусилля:

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot T}{d_2}, \text{ Н}, \quad (24)$$

$$F_{t12} = \frac{2 \cdot 149,76}{0,2} = 1497,6 \text{ Н}.$$

Радіальне зусилля:

$$F_{r12} = F_{t12} \cdot \text{tg} \alpha_w, \text{ Н}, \quad (25)$$

де  $\alpha_w$  – кут зачеплення (визначений у попередньому розділі).

$$F_{r12} = 1497,6 \cdot \text{tg} 27,4^\circ = 776,28 \text{ Н}.$$

Для стандартних одноступеневих редукторів загального призначення колова сила муфти визначається як [2]:

$$F_M = 125\sqrt{T}, \text{ Н} \quad (26)$$

$$F_M = 125\sqrt{149,76} = 1579,71 \text{ Н}.$$

Колове, радіальне зусилля та колове зусилля муфти переносимо на вісь вала. При перенесенні колової сили з обода колеса 2 та колового зусилля на вісь відповідно до теореми Пуансо до сил додаються пари, момент яких дорівнює  $T$ . Ці пари діють у площинах, перпендикулярних до осі вала, тобто скручують вал. При цьому колові зусилля будуть діяти у вертикальній площині, а радіальне – у горизонтальній (див. рисунок 3).

Реакції в опорах визначаємо з рівнянь рівноваги.

У вертикальній площині

$$\sum M_B = 0; -R_{Dвер.} \cdot b_1 - F_{t12} \cdot (a_2 - a_1) + F_M \cdot a_1 = 0. \quad (27)$$

Звідки

$$R_{Dвер.} = \frac{-F_{t12} \cdot (a_2 - a_1) + F_M \cdot a_1}{b_1}, H, \quad (28)$$

$$R_{Dвер.} = \frac{-1497,6 \cdot (110 - 61,5) + 1579,71 \cdot 61,5}{98} = 250,19, H.$$

$$\sum M_D = 0; F_M \cdot (a_1 + b_1) - R_{Bвер.} \cdot b_1 + F_{t12} \cdot b_2 = 0. \quad (29)$$

Звідки:

$$R_{Bвер.} = \frac{F_M \cdot (a_1 + b_1) + F_{t12} \cdot b_2}{b_1}, \quad (30)$$

$$R_{Bвер.} = \frac{1579,71 \cdot (61,5 + 98) + 1497,6 \cdot 49,5}{98} = 3327,5 H.$$

Перевірка:

$$\sum M_A = 0 \quad R_{Bвер.} \cdot a_1 - F_{t12} \cdot a_2 - R_{Dвер.} \cdot (a_1 + b_1) = 0, \quad (31)$$

$$3327,5 \cdot 61,5 - 1497,6 \cdot 110 - 250,19 \cdot (61,5 + 98) \approx 0.$$

У горизонтальній площині:

$$\sum M_B = 0; -R_{Dгор.} \cdot b_1 + F_{r12} \cdot (b_1 - b_2) = 0, \quad (32)$$

$$R_{Dгор.} = \frac{F_{r12} \cdot (b_1 - b_2)}{b_1}, \quad (33)$$

$$R_{D_{\text{зоп.}}} = \frac{776,28 \cdot (98 - 49,5)}{98} = 384,18 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; R_{B_{\text{зоп.}}} \cdot b_1 - F_{r12} \cdot b_2 = 0, \quad (34)$$

$$R_{B_{\text{зоп.}}} = \frac{F_{r12} \cdot b_2}{b_1}, \quad (35)$$

$$R_{B_{\text{зоп.}}} = \frac{776,28 \cdot 49,5}{98} = 392,1 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$\sum M_A = 0 - R_{B_{\text{зоп.}}} \cdot a_1 + F_{r12} \cdot a_2 - R_{D_{\text{зоп.}}} \cdot (a_1 + b_1) = 0, \quad (36)$$

$$-392,1 \cdot 61,5 + 776,28 \cdot 110 - 384,18 \cdot (61,5 + 98) \approx 0.$$

Переходимо до побудови епюр згинальних та крутних моментів. Особливістю цієї схеми є та обставина, що на вал діють тільки зосереджені сили. У цьому випадку моменти в перерізах  $A$  і  $D$  дорівнюють нулю і змінюються за лінійним законом. Тому для побудови епюр згинальних моментів необхідно обчислити згинальні моменти тільки в перерізах  $B$  і  $C$ .

$$M_{B_{\text{вер.}}} = -F_M \cdot a_1, \quad (37)$$

$$M_{B_{\text{вер.}}} = -1579,71 \cdot 0,0615 = -97,15 \text{ Нм},$$

$$M_{C_{\text{вер.}}} = -R_{D_{\text{вер.}}} \cdot b_2, \quad (38)$$

$$M_{C_{\text{вер.}}} = -250,19 \cdot 0,0495 = -12,38 \text{ Нм},$$

$$M_{C_{\text{зоп.}}} = -R_{D_{\text{зоп.}}} \cdot b_2, \quad (39)$$

$$M_{C_{\text{зоп.}}} = -384,18 \cdot 0,0495 = -9,02 \text{ Нм}.$$

За одержаними результатами будемо епюри згинальних моментів у вертикальній і горизонтальній площинах, а також епюру крутного моменту, що дорівнює  $T$  і діє між перерізами  $A$  і  $C$  (рисунок 3).

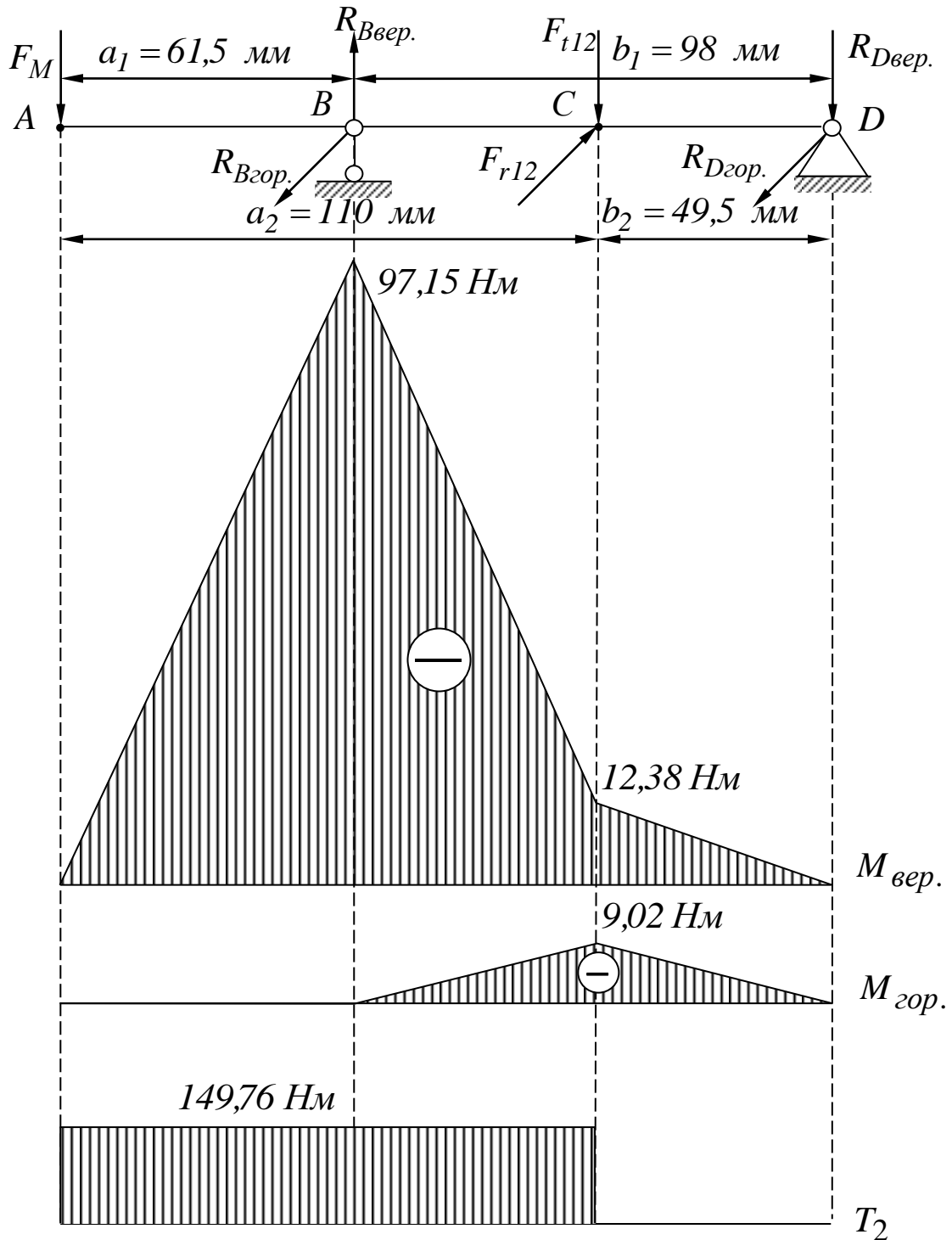


Рисунок 3 – Розрахункова схема вала та епюри силових факторів



Із побудованих епюр видно, що з точки зору міцності найбільш небезпечним є переріз  $B$ , де діють максимальні згинальні моменти.

Визначаємо зведений момент у розрахунковому перерізі, використовуючи теорію міцності найбільших дотичних напружень

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{Ввер.}^2 + T^2}, \quad (40)$$

$$M_{зв.} = \sqrt{97,15^2 + 149,76^2} = 178,51 \text{ Нм.}$$

Визначаємо еквівалентне напруження:

$$\sigma = \frac{M_{зв.}}{0,1 \cdot d_{61}^3}, \quad (41)$$

$$\sigma = \frac{178,51}{0,1 \cdot 0,035^3} = 41,63 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 42 \text{ МПа.}$$

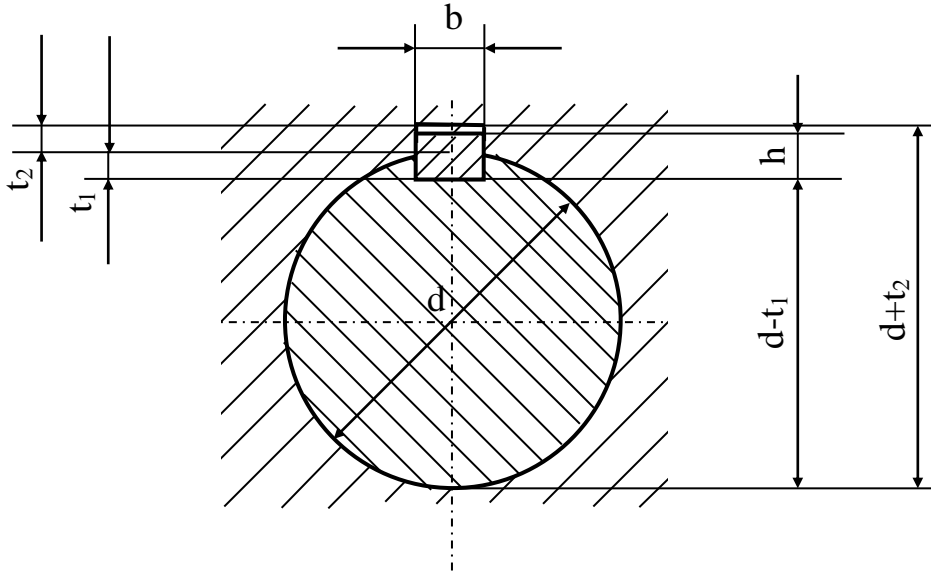
За отриманим значенням напруження для виготовлення вала з використанням додатка Г обираємо сталь 35, для якої допустиме напруження  $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$ .

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Заблонский К.И. Прикладная механика. – К.: Вища шк., 1984. – 280 с.
- 2 Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
- 3 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин: Курсовое проектирование. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
- 4 Попов С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М.: Высш. шк., 1986. – 245 с.
- 5 Мороз В.І., Логвіненко О.А., Тіщенко В.С. Дослідження важільних механізмів: Завдання та методичні рекомендації до виконання курсового проекту з дисциплін «Теорія механізмів і машин» і «Опір матеріалів та прикладна механіка». – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 38 с.
- 6 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю (нормативних документів) у студентській навчальній звітності / Текстова частина (пояснювальна записка). – Харків: УкрДАЗТ, 2004. – 38 с.
- 7 Методичний посібник з додержання вимог нормоконтролю у студентській навчальній звітності / Графічні конструкторські документи. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 34 с.

## Додаток А

### Параметри призматичних шпонок (з СТ СЭВ 189-75)

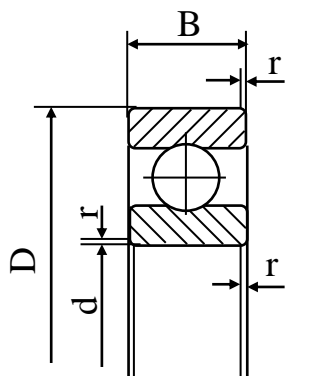


Діаметр вала $d$ , мм	Переріз шпонки, мм		Інтервали довжин $l$ , мм	Глибина шпонкового паза, мм	
	$b$	$h$		$t_1$	$t_2$
>22...30	8	7	18...90	4	3,3
>30...38	10	8	22...110	5	3,3
>38...44	12	8	28...140	5	3,6
>44...50	15	9	36...160	5,5	3,8
>50...58	16	10	45...180	6	4,3
>58...65	18	11	50...200	7	4,4
>65...75	20	12	56...220	7,5	4,9
>75...85	22	14	63...250	9	5,4
>85...95	25	14	70...280	9	5,4
>95...110	28	16	80...320	10	6,4
>110...180	32	18	90...360	11	7,4

Примітка – Довжина шпонки повинна вибиратися з ряду: 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 63; 70; 80; 90; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250.

## Додаток Б

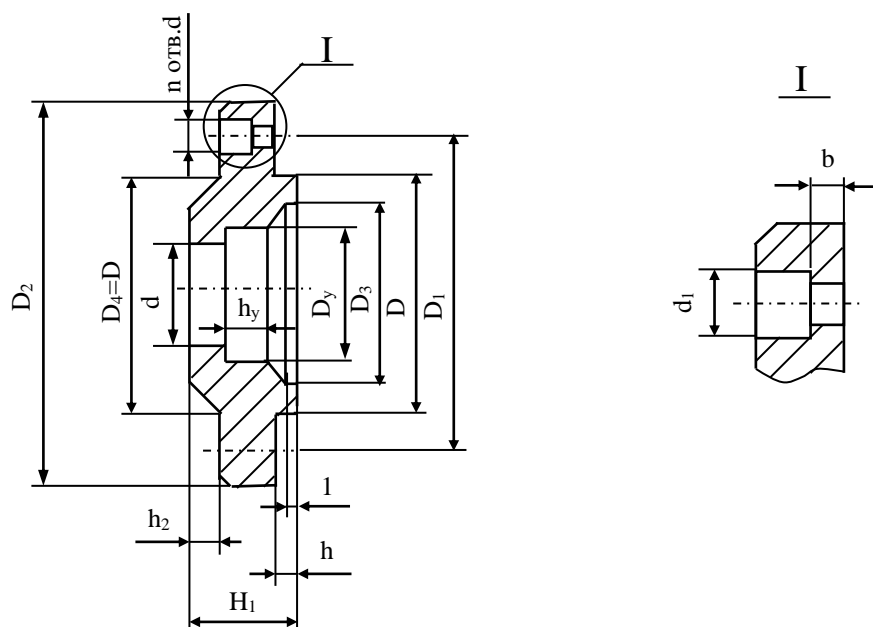
### Параметри кулькових радіальних підшипників (з ГОСТ 8338-75)



Під- шипник	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	d <sub>2min</sub> , мм	D <sub>2max</sub> , мм	a, мм
305	25	62	17	2	17600	31,5	55	2
306	30	72	19	2	22000	36,5	65	2
307	35	80	21	2,5	26200	43	71	2
308	40	90	23	2,5	31900	48	81	2
309	45	100	25	2,5	37800	53	91	2
310	50	110	27	3	48500	60	99	2
311	55	120	29	3	56000	64,4	111	3
312	60	130	31	3,5	64100	71	118	3
313	65	140	33	3,5	72700	76	128	3
314	70	150	35	3,5	81700	81	138	3
315	75	160	37	3,5	89000	86	148	3
316	80	170	39	3,5	96500	91	158	3
317	85	180	41	4	104000	98	166	3
318	90	190	43	4	112000	103	176	3

## Додаток В

### Параметри кришок підшипників з отвором для манжетного ущільнення (з ГОСТ 18512-73)



<i>D</i>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>2</sub>	<i>D</i> <sub>3</sub>	Отвори під болти			<i>H</i> <sub>1</sub>	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>h</i> <sub>2</sub>
				<i>d</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>n</i>				
62	75	95	52	7	12	4	15	5	4	2
72	90	110	62	9	15	4	18	6	4	3
80	100	120	72	9	15	4	18	6	4	3
90	110	130	80	9	15	4	18	6	4	3
100	120	145	90	11	18	6	23	8	5	3
110	130	155	95	11	18	6	23	8	5	3
120	140	165	105	11	18	6	26	8	7	4
130	150	175	115	11	18	6	26	8	7	4
140	160	185	125	13	21	6	26	10	8	4
150	170	195	135	13	21	6	26	10	8	5
160	180	205	145	13	21	6	26	10	8	5
170	190	215	155	13	21	6	30	13	9	5
180	200	225	165	15	24	6	30	13	9	5
190	210	235	175	15	24	6	30	13	9	5

## Додаток Г

### Механічні характеристики сталей

Марка сталі	Термообробка	Границя текучості $\sigma_t$ , МПа	Допустиме напруження при згині $[\sigma_z]$ , МПа	Допустиме напруження при крученні $[\sigma_{кр}]$ , МПа
10	Нормалізація	210	75	45
10	Цементация	250	90	55
15	Нормалізація	230	85	50
15	Цементация	250	100	60
29	Нормалізація	250	95	55
29	Цементация	300	110	55
25	Нормалізація	280	105	60
25	Цементация	350	125	75
30	Нормалізація	300	110	70
30	Поліпшення	350	135	80
35	Нормалізація	320	120	70
35	Поліпшення	380	145	85
40	Нормалізація	340	130	75
40	Поліпшення	400	155	95
45	Нормалізація	360	135	80
45	Поліпшення	450	170	100
40Х	Нормалізація	330	160	90
40Х	Поліпшення	650	230	115
40ХН	Нормалізація	350	195	110
40ХН	Поліпшення	750	300	170

Примітка – Для виготовлення валів доцільно призначати середньовуглецеві сталі марок 35, 40, 45; для зубчатих коліс – середньовуглецеву сталь 40 або легovanі сталі марок 40Х, 40 ХН.

## Додаток Д

### Приклад оформлення титульного аркуша пояснювальної записки

Міністерство освіти і науки України

Українська державна академія залізничного транспорту

Кафедра «Механіка і проектування машин»

#### КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни «Технічна механіка»

на тему: «Дослідження і проектування механізмів сучасного тягового рухомого складу»

КПМ.ТМ.01.222.000.01.ПЗ

Студента (ки) II курсу 10 групи  
напряму підготовки 6.050601  
Машинобудування  
Спеціальності Теплотехніка

\_\_\_\_\_ Іванов. І.І.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник: доцент, к.т.н. Тіщенко В.С.  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії: \_\_\_\_\_ Тіщенко В.С.

\_\_\_\_\_ Братченко О.В.

\_\_\_\_\_ Логвіненко О.А.

м. Харків – 2015 рік





# Додаток Ж

## Приклад креслення зубчатого колеса

$\sqrt{Ra12,5}$  (✓)

Параметр	Позначення	Значення
Число зубців	$Z_2$	25
Нормальний початковий контур	-	ГОСТ 13755-81
Коефіцієнт зміщення	$x_2$	0,609
Ступінь точності за ГОСТ 1643-81	-	8-В
Дільний діаметр	$d_2$	200
Модуль	$m$	8

1. 230...260 НВ  
 2. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори Н14, вали h14, інші ±IT14/2

КПМ.ТМ01.222.0000.04	
Зубчатое колесо	КПМ.ТМ01.222.0000.04
Сталь 40Х	УкрДАЗТ

Инд. № подл.	Инд. № дата	Взам. инд. №	Инд. № дубл.	Инд. № дубл.	Инд. № дата
Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
Масса	Масса	Масса	Масса	Масса	Масса
1	1	1	1	1	1

