

УМОВИ ЗАДАЧ З ВАРІАНТАМИ ВИХІДНИХ ДАНИХ ТА ПРИКЛАДИ ЇХ РОЗВ'ЯЗАННЯ

Задача №1. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	2	4	6	8	10
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	900	1000	1200	1400	1500
Модуль m , мм	2	3	4	5	4,5
Число зубців шестірні z_1	20	30	40	50	28
Ділильний (початковий) діаметр колеса d_2 , мм	80	270	240	625	441

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №1. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 2$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 900$ хв⁻¹; модуль $m = 2$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 20$; ділильний діаметр колеса $d_2 = 80$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

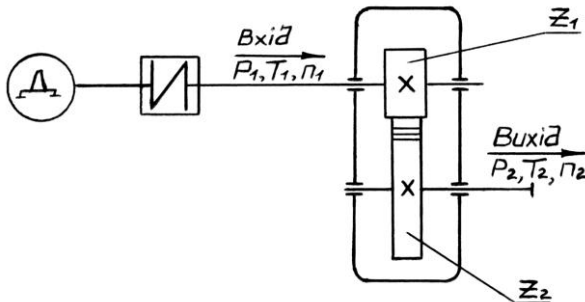


Рис.1. Схема приводу з одноступінчастим прямозубим циліндричним редуктором

Коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = 0,96 \dots 0,98.$$

Потужність на тихохідному валі:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 2 \cdot 0,96 = 1,92 \text{ кВт}.$$

Крутний момент на шестірні:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{5}{900} = 21,23 \text{ Нм}.$$

Ділильний (початковий) діаметр шестірні:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 20 = 40 \text{ мм}.$$

Передачне відношення:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{80}{40} = 2.$$

Крутний момент на тихохідному валі:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 21,23 \cdot 2 \cdot 0,96 = 40,76 \text{ Нм}.$$

Частота обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{900}{2} = 450 \text{ хв}^{-1}.$$

Задача №2. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого косозубого циліндричного редуктора, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	2	4	6	8	10
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	900	1000	1200	1400	1500
Модуль m , мм	2	3	4	5	4,5
Ділильний (початковий) діаметр шестірні d_1 , мм	40	90	160	250	126
Число зубців колеса z_2	40	90	60	125	98
Кут нахилу зубців β , ° і '	10°30'	12°30'	14°30'	15°30'	17°30'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №2. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого косозубого циліндричного редуктора, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 2$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 900$ хв⁻¹; модуль $m = 2$ мм; число зубців колеса $z_2 = 40$; дільний діаметр шестірні $d_1 = 40$ мм; кут нахилу зубців $\beta = 10^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

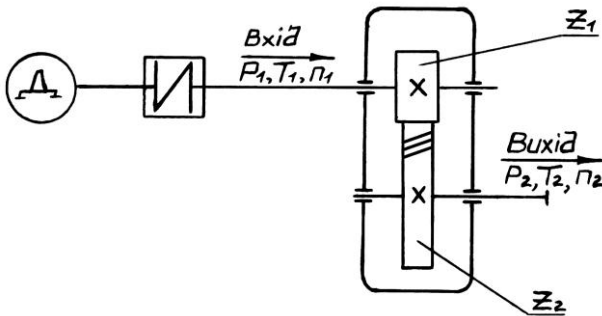


Рис.2. Схема приводу з одноступінчастим косозубим циліндричним редуктором

Коефіцієнт корисної дії:

$$\eta = 0,96 \dots 0,98.$$

Потужність на тихохідному валі:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 2 \cdot 0,96 = 1,92 \text{ кВт}.$$

Крутний момент на шестірні:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{2}{900} = 21,23 \text{ Нм}.$$

Дільний (початковий) діаметр колеса:

$$d_2 = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 40}{\cos 10^\circ 30'} = 81,36 \text{ мм}.$$

Передаточне відношення:

$$u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{81,36}{40} = 2,03.$$

Частота обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{900}{2,03} = 443,35 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутний момент на тихохідному валі:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 21,23 \cdot 2,03 \cdot 0,96 = 41,37 \text{ Нм.}$$

Задача №3. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого прямозубого конічного редуктора, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	4,5	7	10	6	8
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	960	300	640	800	500
Кут при вершині початкового конуса шестірні δ_1 , ° і '	14°2'	26°34'	17°37'	33°41'	31°12'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №3. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу одноступінчастого прямозубого конічного редуктора, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 4,5$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 960$ хв⁻¹; кут при вершині початкового конуса шестірні $\delta_1 = 14^\circ 2'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

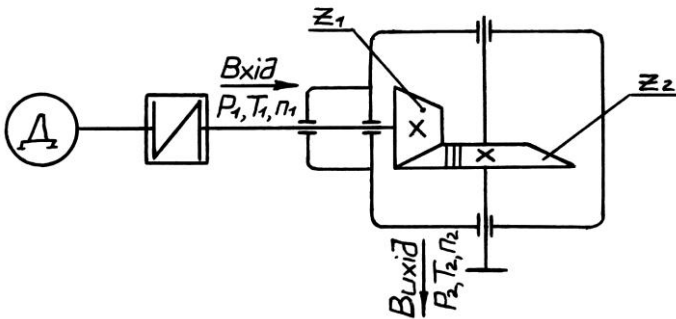


Рис.3. Схема приводу з одноступінчастим прямозубим конічним редуктором

Коефіцієнт корисної дії конічної передачі: $\eta = 0,95 \dots 0,97$.

Передаточне відношення: $u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{ctg} 14^\circ 2' = 4$, або

$$u = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} 14^\circ 2'} = 4.$$

Потужність на тихохідному валі:

$$P_2 = P_1 \eta = 4,5 \cdot 0,95 = 4,27 \text{ кВт.}$$

Частота обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{960}{4} = 240 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутний момент на шестірні:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \cdot \frac{4,5}{960} = 44,79 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крутний момент на тихохідному валі

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 44,79 \cdot 4 \cdot 0,95 = 170,20 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Задача №4. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу черв'ячного редуктора, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на черв'яку P_1 , кВт	1,5	2,2	3	4	5,5
Частота обертання черв'яка n_1 , хв ⁻¹	2850	1425	1440	960	1445
Модуль m , мм	8	10	5	6,3	4
Коефіцієнт діаметра черв'яка q	10	8	9	12,5	8
Число зубців черв'ячного колеса z_2	40	32	64	40	32
Кут підйому лінії витка γ , ° і '	5°43'	26°33'	12°32'	9°5'	14°2'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №4. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на тихохідному валу черв'ячного редуктора, якщо

задано: потужність на черв'яку $P_1 = 1,5$ кВт; частота обертання черв'яка $n_1 = 2850$ хв⁻¹; модуль $m = 8$ мм; коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 10$; число зубців черв'ячного колеса $z_2 = 40$; кут підйому лінії витка черв'яка $\gamma = 5^\circ 43'$.
 Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

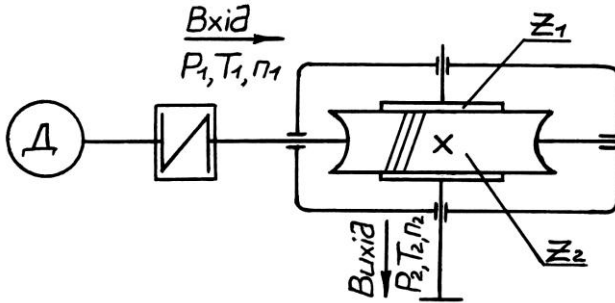


Рис.4. Схема приводу з одноступінчастим черв'ячним редуктором

Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі в залежності від z_1 :

z_1	1	2	3
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,87...0,92

Кількість витків різі черв'яка:

$$z_1 = q \cdot \operatorname{tg} \gamma = 10 \cdot \operatorname{tg} 5^\circ 43' = 1.$$

Передаточне відношення:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{1} = 40.$$

Потужність на тихохідному валі:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 1,5 \cdot 0,7 = 1,05 \text{ кВт}.$$

Частота обертання тихохідного вала:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{2850}{40} = 71,25 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутний момент на черв'яку:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{1,5}{2850} = 5,03 \text{ Нм}.$$

Крутний момент на тихохідному валі:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 5,03 \cdot 40 \cdot 0,7 = 140,81 \text{ Нм}.$$

Задача №5. Визначити основні геометричні параметри косозубого циліндричного колеса: d – ділильний діаметр; d_w – початковий діаметр; d_a – діаметр вершин зубців; d_f – діаметр западин зубців; b – ширина вінця; p_n – нормальний крок; p_t – коловий крок, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Нормальний модуль m_n , мм	2	3	4	5	6
Число зубців z	50	60	70	80	90
Коефіцієнт ширини ψ_{bd}	0,25	0,315	0,4	0,5	0,63
Кут нахилу зубців β , ° і '	10°30'	12°30'	14°30'	15°30'	17°30'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №5. Визначити основні геометричні параметри косозубого циліндричного колеса: d – ділильний діаметр; d_w – початковий діаметр; d_a – діаметр вершин зубців; d_f – діаметр западин зубців; b – ширина вінця; p_n – нормальний крок; p_t – коловий крок, якщо задано: нормальний модуль $m_n = 2$ мм; число зубців $z = 50$; коефіцієнт ширини $\psi_{bd} = 0,25$; кут нахилу зубців $\beta = 10^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Приймаємо коефіцієнт зміщення $x = 0$.

$$d = d_w = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 50}{\cos 10^\circ 30'} = \frac{100}{0,9833} = 101,70 \text{ мм};$$

$$d_a = d + 2 \cdot m_n = 101,70 + 2 \cdot 2 = 105,70 \text{ мм};$$

$$d_f = d - 2,5 \cdot m_n = 101,70 - 2,5 \cdot 2 = 96,70 \text{ мм};$$

$$b = \psi_{bd} \cdot d = 0,25 \cdot 101,70 = 25,42 \text{ мм};$$

$$p_n = \pi \cdot m_n = 3,14 \cdot 2 = 6,28 \text{ мм};$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{6,28}{\cos 10^\circ 30'} = \frac{6,28}{0,9833} = 6,39 \text{ мм}.$$

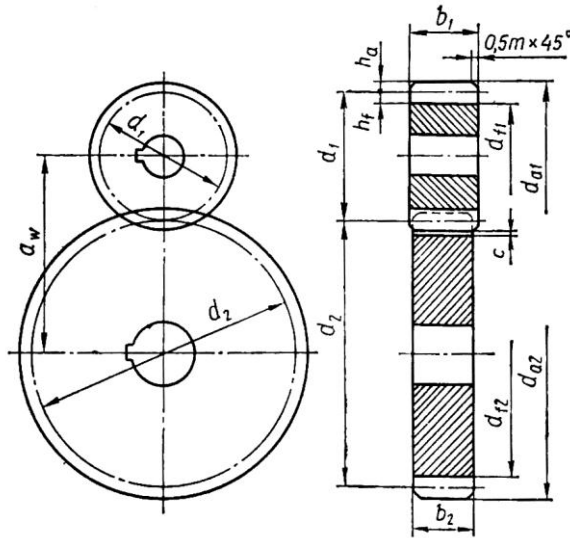


Рис.5. Параметри циліндричної зубчастої передачі

Задача №6. Визначити основні геометричні параметри прямозубого конічного колеса: δ_2 – кут при вершині початкового конуса колеса; d_{e2} – зовнішній ділильний діаметр; d_{ae2} – зовнішній діаметр вершин зубців; d_{fe2} – зовнішній діаметр западин зубців; d_{m2} – середній ділильний діаметр; R_e – зовнішня конусна відстань; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Зовнішній коловий модуль m_e , мм	2,5	3	4	5	6
Число зубців шестерні z_1	20	25	22	20	30
Число зубців колеса z_2	63	75	88	40	75

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №6. Визначити основні геометричні параметри прямозубого конічного колеса: δ_2 – кут при вершині початкового конуса колеса; d_{e2} – зовнішній ділильний діаметр; d_{ae2} – зовнішній діаметр вершин зубців; d_{fe2} – зовнішній діаметр западин зубців; d_{m2} – середній ділильний діаметр; R_e – зовнішня

конусна відстань; b_2 – ширина вінця зубчастого колеса, якщо задано: зовнішній коловий модуль $m_e = 2,5$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 20$; число зубців колеса $z_2 = 63$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

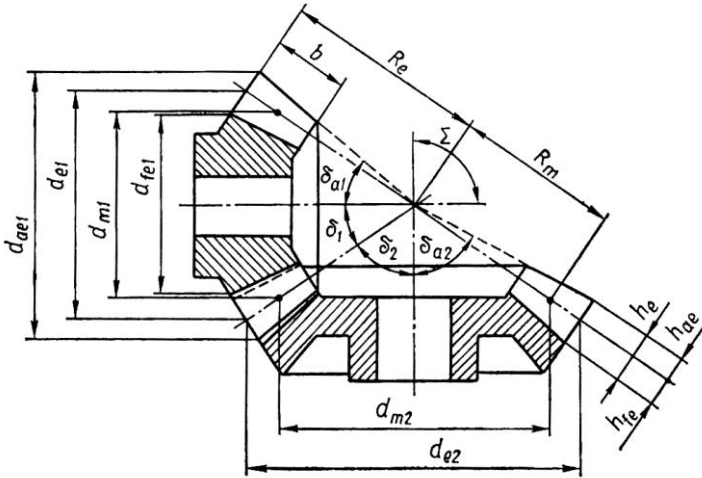


Рис.6. Параметри прямозубої конічної зубчастої передачі

Передаточне відношення дорівнює відношенню числа зубців колеса до числа зубців шестірні:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{63}{20} = 3,15;$$

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 3,15 = 72,39^\circ.$$

Зовнішня конусна відстань дорівнює модулю, помноженому на число зубців колеса діленому на $2 \sin \delta_2$:

$$R_e = \frac{m_e \cdot z_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{2,5 \cdot 63}{2 \cdot \sin 72,39^\circ} = 82,62 \text{ мм.}$$

$$b_2 = 0,285 \cdot R_e = 0,285 \cdot 82,62 = 23,5 \text{ мм} \approx 24 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 2,5 \cdot 63 = 157,5 \text{ мм.}$$

Зовнішня висота головки і ніжки зубця:

$$h_{ae} = m_e = 2,5 \text{ мм} \text{ і } h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 2,5 = 3 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 2(R_e - 0,5b_2) \sin \delta_2 = 2(82,62 - 0,5 \cdot 24) \sin 72,39^\circ = 134,61 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae} \cos \delta_2 = 157,5 + 2 \cdot 2,5 \cos 72,39^\circ = 159,01 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe} \cos \delta_2 = 157,5 - 2 \cdot 3 \cdot \cos 72,39^\circ = 155,68 \text{ мм.}$$

Задача №7. Визначити основні геометричні параметри черв'ячної передачі: d_1 і d_2 – ділильні діаметри, відповідно, черв'яка і черв'ячного колеса; d_{a1} і d_{a2} – діаметри вершин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; d_{f1} і d_{f2} – діаметри западин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; b_1 – довжина нарізаної частини черв'яка; b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса; d_{am2} – найбільший діаметр черв'ячного колеса, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Передаточне відношення u	16	20	40	50	8
Кількість витків різьби черв'яка (число заходів) z_1	2	2	1	1	4
Коефіцієнт діаметра черв'яка q	8	10	16	12,5	12,5
Модуль m , мм	5	3,15	5	4	8
Коефіцієнт зміщення x	0	+0,4	0	0	+0,25

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №7. Визначити основні геометричні параметри черв'ячної передачі: d_1 і d_2 – ділильні діаметри, відповідно, черв'яка і черв'ячного колеса; d_{a1} і d_{a2} – діаметри вершин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; d_{f1} і d_{f2} – діаметри западин витків черв'яка і зубців черв'ячного колеса; b_1 – довжина нарізаної частини черв'яка; b_2 – ширина вінця черв'ячного колеса; d_{am2} – найбільший діаметр черв'ячного колеса, якщо задано: передаточне відношення $u = 20$; кількість витків різьби черв'яка $z_1 = 2$; коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 10$; модуль $m = 3,15$; коефіцієнт зміщення $x = +0,4$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

$$d_1 = m \cdot q = 3,15 \cdot 10 = 31,50 \text{ мм;}$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 20 \cdot 2 = 40 \text{ мм;} \quad d_2 = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 40 = 126,00 \text{ мм;}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 31,50 + 2 \cdot 3,15 = 37,80 \text{ мм;}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1+x) = 126,00 + 2 \cdot 3,15 \cdot (1+0,4) = 134,82 \text{ мм;}$$

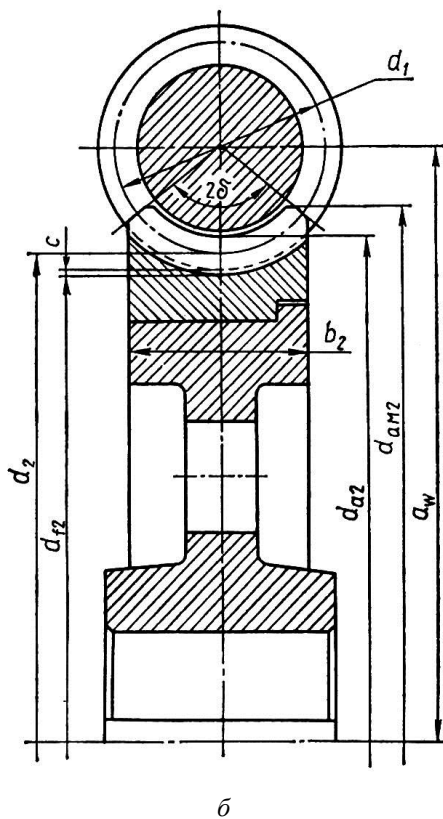
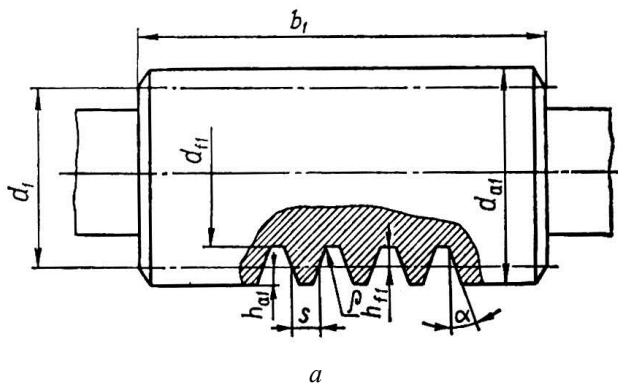


Рис.7. Параметри черв'яка (а), черв'ячного колеса та черв'ячної передачі (б)

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 31,50 - 2,4 \cdot 3,15 = 23,94 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 126,00 - 2 \cdot 3,15 \cdot (1,2 - 0,4) = 120,96 \text{ мм}.$$

Якщо $z_1 = 1$ або 2, тоді:

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 3,15 = 42,21 \text{ мм};$$

згідно ГОСТ 6636 за [10], с.67, т.11.2 приймаємо $b_1 = 45 \text{ мм}$.

Якщо $z_1 = 4$, тоді:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2) m.$$

При $z_1 = 1$ або 2, тоді $b_2 \leq 0,75d_{a1}$, а при $z_1 = 4 - b_2 \leq 0,67d_{a1}$.

Отже, $b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 37,80 = 28,35 \text{ мм}$. За ГОСТ 6636 за [10], с.67, т.11.2 приймаємо $b_2 = 28 \text{ мм}$.

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 134,82 + \frac{6 \cdot 3,15}{2 + 2} = 139,54 \text{ мм}.$$

За ГОСТ 6636 за [10], с.67, т.11.2 приймаємо $d_{am2} = 135 \text{ мм}$.

Задача №8. Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій циліндричній передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	2	5	10	15	10
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	2960	1470	970	940	1470
Модуль m , мм	2	2,5	3	4	5
Число зубців шестірні z_1	20	24	30	25	22

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №8. Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій циліндричній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 15 \text{ кВт}$; частота обертання шестірні $n_1 = 940 \text{ хв}^{-1}$; модуль $m = 4 \text{ мм}$; число зубців шестірні $z_1 = 25$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Крутний (обертальний) момент:

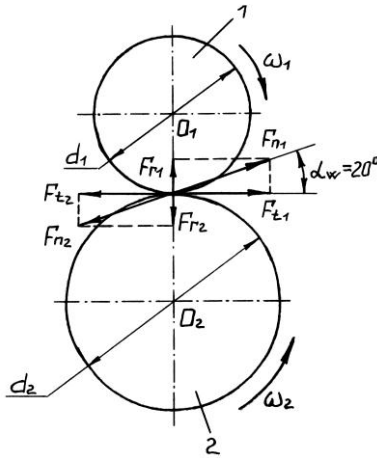


Рис.8. Зусилля на зубці в прямозубій циліндричній передачі

$$T_1 = 9555(P_1/n_1) = 9555(15/940) = 152,5 \text{ І} \cdot \text{с}$$

Дільний (початковий) діаметр:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ мм.}$$

Колова сила на шестірні і колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 152,5 / (100 \cdot 10^{-3}) = 3050 \text{ Н.}$$

Радіальна сила на шестірні і колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \text{tg} \alpha_w = 3050 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1110,11 \text{ Н.}$$

$$F_n = F_{t1} / \cos \alpha_w = 3050 / \cos 20^\circ = 3050 / 0,94 = 3245,74 \text{ Н.}$$

Задача №9. Визначити усі зусилля, що діють в косозубій циліндричній передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	2	5	10	15	10
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	2960	1470	970	940	1470
Модуль m , мм	2	2,5	3	4	5
Число зубців шестірні z_1	20	24	30	25	22
Кут нахилу зубців шестірні β	10°30'	12°30'	14°30'	16°30'	17°30'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №9. Визначити усі зусилля, що діють в косозубій циліндричній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 15$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 940$ хв⁻¹; модуль $m = 4$ мм; число зубців шестірні $z_1 = 25$; кут нахилу зубців шестірні $\beta = 16^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

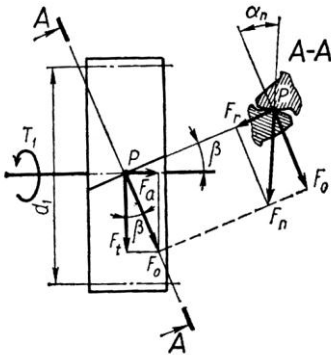


Рис.9. Зусилля на зубці в косозубій циліндричній передачі

Крутний (обертальний) момент:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{15}{940} = 152,5 \text{ Нм.}$$

Дільний (початковий) діаметр:

$$d_1 = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 25}{\cos 16^\circ 30'} = 104,3 \text{ мм.}$$

Колова сила на шестірні і колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 152,5}{104,3 \cdot 10^{-3}} = 2924,2 \text{ Н.}$$

Радіальна сила на шестірні і колесі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\text{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 2924,2 \cdot \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 16^\circ 30'} = 1110,15 \text{ Н.}$$

Осьова сила на шестірні і колесі:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \text{tg} \beta = 2924,2 \cdot \text{tg} 16^\circ 30' = 866,2 \text{ Н.}$$

Задача №10. Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій конічній передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на шестірні P_1 , кВт	5	8	9	11	12
Частота обертання шестірні n_1 , хв ⁻¹	970	1460	970	1460	970
Середній ділильний діаметр d_{m1} , мм	60	70	80	90	100
Кут при вершині початкового конуса δ_1 , ° і '	18°30'	20°30'	23°30'	25°30'	27°30'

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №10. Визначити усі зусилля, що діють в прямозубій конічній передачі, якщо задано: потужність на шестірні $P_1 = 5$ кВт; частота обертання шестірні $n_1 = 970$ хв⁻¹; середній ділильний діаметр $d_{m1} = 60$ мм; кут при вершині початкового конуса $\delta_1 = 18^\circ 30'$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

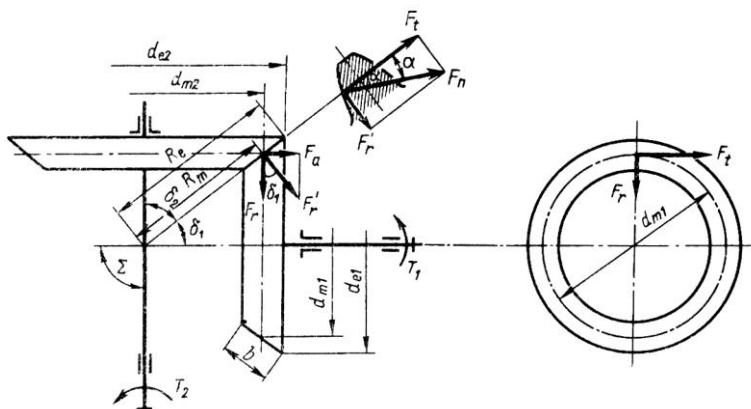


Рис.10. Зусилля в прямозубій конічній передачі

Крутний (обертальний) момент на шестірні:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{5}{970} = 49,25 \text{ Нмм.}$$

Колова сила на шестірні і колесі:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 49,25}{60 \cdot 10^{-3}} = 1641,72 \text{ Н.}$$

Радіальна сила на шестірні:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1 = 1641,72 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 18^\circ 30' = 566,7 \text{ Н.}$$

Осьова сила на шестірні:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1 = 1641,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 18^\circ 30' = 189,6 \text{ Н.}$$

Задача №11. Визначити усі зусилля, що діють в черв'ячній передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на черв'яку P_1 , кВт	1,1	2,2	3	5,5	4
Частота обертання черв'яка n_1 , хв ⁻¹	920	2850	1435	970	950
Модуль m , мм	2	8	10	4	5
Коефіцієнт діаметра черв'яка, q	10	8	8	20	16
Передаточне відношення u	20	16	8	50	40
Число витків різьби черв'яка z_1	2	2	4	1	1

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Рекомендації: при $z_1 = 1$ приймати коефіцієнт корисної дії передачі $\eta = 0,7 \dots 0,75$; при $z_1 = 2$, $\eta = 0,75 \dots 0,82$; при $z_1 = 4$, $\eta = 0,87 \dots 0,90$.

Приклад розв'язання задачі №11. Визначити усі зусилля, що діють в черв'ячній передачі, якщо задано: потужність на черв'яку $P_1 = 1,1$ кВт; частота обертання черв'яка $n_1 = 920$ хв⁻¹; модуль $m = 2$ мм; коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 10$; передаточне відношення $u = 20$; число витків різьби черв'яка $z_1 = 2$.
Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Ділильні діаметри черв'яка і черв'ячного колеса:

$$d_1 = mq = 2 \cdot 10 = 20 \text{ мм.}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \cdot 40 = 80 \text{ мм.}$$

Число зубців черв'ячного колеса:

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 20 = 40.$$

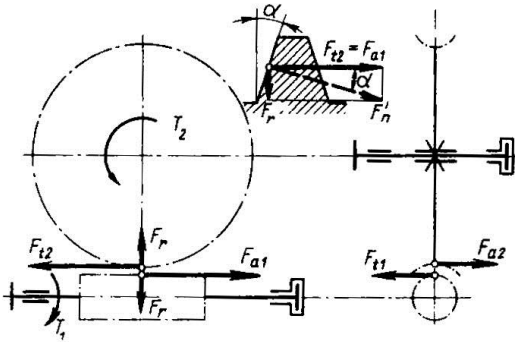


Рис.11. Зусилля в черв'ячній передачі

Крутні (обертальні) моменти на черв'яку і черв'ячному колесі:

$$T_1 = 9555(P_1/n_1) = 9555(1,1/920) = 11,4 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 11,4 \cdot 20 \cdot 0,8 = 182,4 \text{ Нм}.$$

Колова сила на черв'яку, яка дорівнює за значенням осьовій силі на черв'ячному колесі:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1 = 2 \cdot 11,4 / (20 \cdot 10^{-3}) = 1140 \text{ Н}.$$

Колова сила на черв'ячному колесі, яка дорівнює за значенням осьовій силі на черв'яку:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2 = 2 \cdot 182,4 / (80 \cdot 10^{-3}) = 4560 \text{ Н}.$$

Радіальна сила в черв'ячній парі:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg} \alpha_w = 4560 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1659,8 \text{ Н}.$$

Задача №12. Визначити усі зусилля і передаточні відношення u_{ab}^h і u_{ah}^b в планетарній передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на колесі a P_{a1} , кВт	7,5	12	15	20	16
Частота обертання колеса a n_a , хв ⁻¹	720	1500	960	920	200
Дільний (початковий) діаметр колеса a d_a , мм	50	40	63	84	80
Дільний діаметр колеса g d_g , мм	100	80	108	144	120
Дільний діаметр колеса b d_b , мм	250	200	279	372	320
Модуль m , мм	2,5	2	3	4	4

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №12. Визначити усі зусилля і передаточні відношення u_{ab}^h і u_{ah}^b в планетарній передачі, якщо задано: потужність на колесі a $P_a = 7,5$ кВт; частота обертання колеса a $n_a = 720$ хв⁻¹; дільний діаметр колеса a $d_a = 50$ мм; дільний діаметр колеса g $d_g = 100$ мм; дільний діаметр колеса b $d_b = 250$ мм; модуль $m = 2,5$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

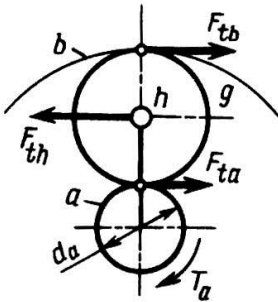


Рис. 12. Зусилля в планетарній передачі:
 a – центральне колесо із зовнішніми зубами; b – центральне колесо із внутрішніми зубами; g – сателіт;
 h – водило

Передаточні відношення:

$$u_{ab}^h = -\frac{z_b}{z_a} = -\frac{d_b}{d_a} = -\frac{250}{50} = -5;$$

$$u_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a} = 1 + \frac{d_b}{d_a} = 1 + \frac{250}{50} = 6.$$

Крутний (обертальний) момент на колесі a :

$$T_a = 9555 \frac{P_a}{n_a} = 9555 \frac{7,5}{720} = 99,5 \text{ Нм}.$$

Колова сила на колесі a і b :

$$F_{ta} = F_{tb} = \frac{2T_a \cdot K_c}{d_a \cdot c} = \frac{2 \cdot 99,5 \cdot 1,1}{50 \cdot 10^{-3} \cdot 3} = 1459,3 \text{ Н}.$$

Радіальна сила на колесі a і b :

$$F_{ra} = F_{rb} = F_{ta} \cdot \text{tg} \alpha_w = 1459,3 \cdot \text{tg} 20^\circ = 531,2 \text{ Н}.$$

де $c = 3$ – число сателітів;

$K_c = 1,1 \dots 1,2$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами.

Колова сила на водилі:

$$F_{th} = -2 \cdot F_{ta} = -2 \cdot 1459,3 = -2918,6 \text{ Н}.$$

Задача №13. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на веденому шківі клинопасової передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на ведучому шківі P_1 , кВт	3	4	5,5	7,5	11
Частота обертання ведучого шківів n_1 , хв ⁻¹	1435	950	720	2900	2900
Діаметр ведучого шківів $d_{ш1}$, мм	63	80	100	71	90
Діаметр веденого шківів $d_{ш2}$, мм	180	200	200	280	355

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №13. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на веденому шківі клинопасової передачі, якщо задано: потужність на ведучому шківі $P_1 = 11$ кВт; частота обертання ведучого шківів $n_1 = 2900$ хв⁻¹; діаметр ведучого шківів $d_{ш1} = 90$ мм; діаметр веденого шківів $d_{ш2} = 355$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

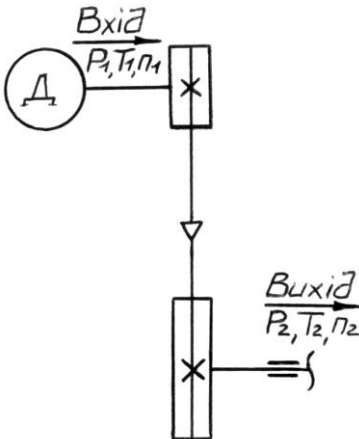


Рис.13. Схема клинопасової передачі

Коефіцієнт корисної дії передачі: $\eta = 0,94...0,96$.

$$\text{Передачне відношення: } u = \frac{d_{u2}}{d_{u1}(1-\varepsilon)} = \frac{355}{90 \cdot (1-0,02)} = 4,02,$$

де $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт пружного ковзання.

Потужність на веденому шківі:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 11 \cdot 0,94 = 10,34 \text{ кВт.}$$

Частота обертання веденого шківі:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{2900}{4,02} = 721,39 \text{ хв}^{-1}.$$

Крутний момент на ведучому шківі:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{11}{2900} = 36,24 \text{ Н·м.}$$

Крутний момент на веденому шківі:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 36,24 \cdot 4,02 \cdot 0,94 = 136,94 \text{ Н·м.}$$

Задача №14. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на веденій зірочці ланцюгової передачі, якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на ведучій зірочці P_1 , кВт	2,6	4	5,5	7,5	11
Частота обертання ведучої зірочки n_1 , хв ⁻¹	800	600	720	970	900
Число зубців ведучої зірочки z_1	25	21	19	17	27
Число зубців веденої зірочки z_2	50	63	48	68	96

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №14. Визначити потужність P_2 , крутний момент T_2 і частоту обертання n_2 на веденій зірочці ланцюгової передачі, якщо задано: потужність на ведучій зірочці $P_1 = 4$ кВт; частота обертання ведучої зірочки $n_1 = 600$ хв⁻¹; число зубців ведучої зірочки $z_1 = 21$; число зубців веденої зірочки $z_2 = 63$. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

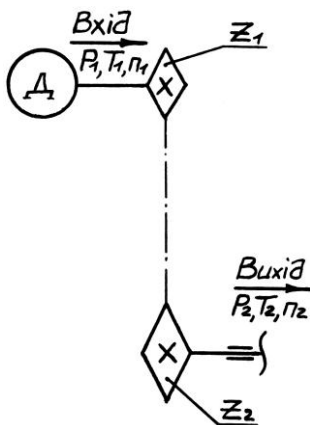


Рис.14. Схема ланцюгової передачі

Коефіцієнт корисної дії передачі: $\eta = 0,92 \dots 0,95$.

Передаточне відношення: $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{63}{21} = 3$.

Потужність на веденій зірочці:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta = 4 \cdot 0,92 = 3,68 \text{ кВт.}$$

Частота обертання веденої зірочки:

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{600}{3} = 200 \text{ хв.}^{-1}$$

Крутний момент на ведучій зірочці:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{4}{600} = 63,7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крутний момент на веденій зірочці:

$$T_2 = T_1 \cdot u \cdot \eta = 63,7 \cdot 3 \cdot 0,92 = 175,81 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Задача №15. Перевірити на статичну міцність вал в небезпечному перерізі діаметром $d_C = d_4$ (на валу є канавка для призматичної шпонки за ГОСТ 23360-78), у якому діє найбільший сумарний згинальний момент M_C . Інші силові фактори в даному перерізі: крутний момент T_C та осьова сила F_C . Коефіцієнт можливого перевантаження $k = 2,2$, типовий режим навантаження $R = III$. Матеріал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-88, термообробка – поліпшення. Числові значення вихідних даних до задачі подано в таблиці:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Найбільший сумарний згинальний момент M_C , Н·мм	$15 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^4$	$19 \cdot 10^4$	$22 \cdot 10^4$
Діаметр вала в небезпечному перерізі d_C , мм	30	35	40	45	50
Крутний момент T_C , Н·мм	$9 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$14 \cdot 10^4$
Осьова сила F_C , Н	150	170	200	250	300

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №15. Перевірити на статичну міцність вал в небезпечному перерізі діаметром $d_C = d_4 = 42$ мм (на валу є канавка для призматичної шпонки за ГОСТ 23360-78), у якому діє найбільший сумарний згинальний момент $M_C = 288139,4$ Н·мм. Інші силові фактори в даному перерізі: крутний момент $T_C = 332000$ Н·мм та осьова сила $F_C = 100$ Н. Коефіцієнт можливого перевантаження $k = 2,2$, типовий режим навантаження $R = III$. Матеріал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-88, термообробка – поліпшення. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Параметри шпонкового з'єднання для вала $d_C = d_4 = 42$ мм приймемо за [10], с.87, т.11.19.

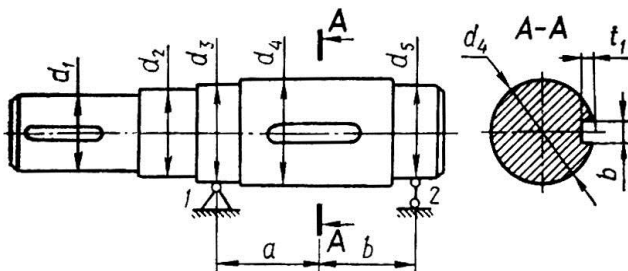


Рис.15. Схема до розрахунку вала на статичну міцність

Геометричні характеристики небезпечного перерізу в точці С: момент опору при згинанні

$$W_C = \frac{\pi d_C^3}{32} - \frac{bh(2d_C - h)^2}{16d_C} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 42^3}{32} - \frac{14 \cdot 9(2 \cdot 42 - 9)^2}{16 \cdot 42} = 6215,2 \text{ мм}^3;$$

момент опору при крутіні

$$W_{KC} = \frac{\pi d_C^3}{16} - \frac{bh(2d_C - h)^2}{16d_C} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 42^3}{16} - \frac{14 \cdot 9(2 \cdot 42 - 9)^2}{16 \cdot 42} = 13485,1 \text{ мм}^3;$$

площа перерізу

$$A_C = \frac{\pi d_C^2}{4} - \frac{bh}{2} = \frac{3,14 \cdot 42^2}{4} - \frac{14 \cdot 9}{2} = 1321,7 \text{ мм}^2.$$

Розрахункові максимальні навантаження в перерізі:

максимальний згинальний момент

$$M_{maxC} = kM_C = 2,2 \cdot 288139,4 = 633906,6 \text{ Нмм};$$

максимальний крутний (обертальний) момент

$$T_{maxC} = kT_C = 2,2 \cdot 332000 = 730400 \text{ Нмм};$$

максимальне осьове навантаження

$$F_{maxC} = kF_C = 2,2 \cdot 100 = 220 \text{ Н}.$$

Максимальні напруги в розглядуваному перерізі:

напруги згинання і стиску

$$\sigma_{maxC} = \frac{M_{maxC}}{W_C} + \frac{F_{maxC}}{A_C} = \frac{633906,6}{6215,2} + \frac{220}{1321,7} = 102,2 \text{ МПа};$$

напряга крутіня

$$\tau_{maxC} = \frac{T_{maxC}}{W_{KC}} = \frac{730400}{13485,1} = 54,2 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напругами:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{nl}}{\sigma_{maxC}} = \frac{650}{102,2} = 6,36;$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{nl}}{\tau_{maxC}} = \frac{390}{54,2} = 7,2.$$

Загальний коефіцієнт запасу міцності за границею плинності:

$$n_{nl} = \frac{n_{nl\sigma} \cdot n_{nl\tau}}{\sqrt{n_{nl\sigma}^2 + n_{nl\tau}^2}} = \frac{6,36 \cdot 7,2}{\sqrt{6,36^2 + 7,2^2}} = 4,8.$$

Для сталі 45 при $\frac{\sigma_{мц}}{\sigma_{нл}} = \frac{900}{650} = 1,38 < 1,4$ і режимі роботи III допустиме

значення загального коефіцієнта запасу за границею плинності $n_{нл}^{adm} = 2,6$ (за [10], с.87, т.11.18).

Статична міцність вала забезпечена, оскільки

$$n_{нл} = 4,8 > n_{нл}^{adm} = 2,6.$$

Задача №16. Визначити на тихохідному котку циліндричної фрикційної передачі: потужність P_2 , крутний момент T_2 , частоту обертання n_2 і силу стиску F_n , якщо задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Потужність на ведучому котку P_1 , кВт	1,5	2,2	3	4	5,5
Частота обертання ведучого котка n_1 , хв ⁻¹	1415	700	1430	950	965
Діаметр ведучого котка d_1 , мм	100	125	160	180	200
Діаметр веденого котка d_2 , мм	200	475	320	450	600

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №16. Визначити на тихохідному котку циліндричної фрикційної передачі: потужність P_2 , крутний момент T_2 , частоту обертання n_2 і силу стиску F_n , якщо задано: потужність на ведучому котку $P_1 = 3$ кВт; частоту обертання ведучого котка $n_1 = 1430$ хв⁻¹; діаметр ведучого котка $d_1 = 160$ мм; діаметр веденого котка $d_2 = 320$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

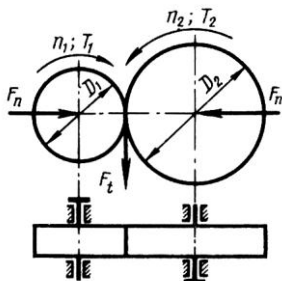


Рис.16. Схема циліндричної фрикційної передачі

Коефіцієнт корисної дії передачі: $\eta = 0,7 \dots 0,95$, приймаємо $\eta = 0,8$.

Коефіцієнт запасу зчеплення $k = 1,2 \dots 1,5$, приймаємо $k = 1,3$.

Коефіцієнт тертя ковзання сталь по сталі або по чавуну всуху:
 $f = 0,11 \dots 0,18$, приймаємо $f = 0,15$.

Потужність на тихохідному котку:

$$P_2 = P_1 \eta = 3 \cdot 0,8 = 2,4 \text{ кВт.}$$

Передаточне відношення: $u \approx \frac{d_2}{d_1} = \frac{320}{160} = 2$.

Крутний момент на ведучому котку:

$$T_1 = 9555 \frac{P_1}{n_1} = 9555 \frac{3}{1430} = 20,04 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Крутний момент на тихохідному котку:

$$T_2 = T_1 u \eta = 20,04 \cdot 2 \cdot 0,8 = 32,07 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Сила стиску котків:

$$F_n = \frac{2kT_1}{fd_1} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 20,04 \cdot 10^3}{0,15 \cdot 160} = 2171 \text{ Н.}$$

Частота обертання:

$$n_2 = n_1 / u = 1430 / 2 = 715 \text{ хв}^{-1}.$$

Задача №17. Перевірити на втомну міцність вал в небезпечному перерізі діаметром d_C , у якому діють найбільший сумарний згинальний момент M_C та крутний момент T_C . Типовий режим навантаження $R = III$. Матеріал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-88, термообробка – поліпшення. Числові значення вихідних даних до задачі подано в таблиці:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Найбільший сумарний згинальний момент M_C , Н·мм	$15 \cdot 10^4$	$16 \cdot 10^4$	$17 \cdot 10^4$	$19 \cdot 10^4$	$22 \cdot 10^4$
Діаметр вала в небезпечному перерізі d_C , мм	30	35	40	45	50
Крутний момент T_C , Н·мм	$9 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$11 \cdot 10^4$	$12 \cdot 10^4$	$14 \cdot 10^4$

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Рекомендації: для вала напруги згинання змінюються за симетричним циклом, а напруги крутіння – за віднульовим (пульсуючим) циклом.

Приклад розв'язання задачі №17. Перевірити на втомну міцність вал в небезпечному перерізі діаметром $d_C = d_4 = 42$ мм (на валу є канавка для призматичної шпонки за ГОСТ 23360-78), у якому діють найбільший сумарний згинальний момент $M_C = 288139,4$ Н·мм та крутний момент $T_C = 332000$ Н·мм. Типовий режим навантаження $R = III$. Матеріал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-88, термообробка – поліпшення. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Параметри шпонкового з'єднання для вала $d_C = d_4 = 42$ мм приймаємо за [10], с.87, т.11.19.

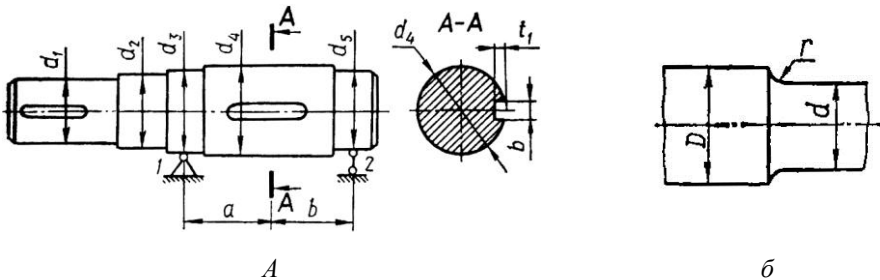


Рис.17. Схеми до розрахунку вала на втомну міцність

Проводимо розрахунок перерізу в точці С. Оскільки редуктор працює в нереверсивному режимі привода стрічкового конвеєра, прийmemo для вала, що напруги згинання змінюються за симетричним циклом, а напруги крутіння – за віднульовим /пульсивним/ циклом.

Визначення характеристик втомного опору вала.

Коефіцієнти, які враховують вплив усіх факторів на втомний опір, відповідно при згинанні і крутінні:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{2,2}{0,842} + \frac{1}{0,81} - 1 \right) \frac{1}{1} = 2,85;$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_V} = \left(\frac{2}{0,724} + \frac{1}{0,891} - 1 \right) \frac{1}{1} = 2,88,$$

де $K_{\sigma} = 2,2$ і $K_{\tau} = 2,0$ – ефективні коефіцієнти концентрації напруг для шпонкових ділянок валів при $\sigma_{ми} = 900 \text{ МПа}$ (за [10], с.90, т.11.24);

$\varepsilon_{\sigma} = 0,842$ і $\varepsilon_{\tau} = 0,724$ – коефіцієнти впливу абсолютних розмірів для вала $d_C = 42 \text{ мм}$ ([10], с.93, т.11.27);

$K_{F\sigma} = 0,81$ – коефіцієнт впливу якості обробки поверхні при розрахунку на згинання;

для механічної обробки поверхні – обточки $R_a = 0,8 \text{ мкм}$, при $\sigma_{m\sigma} = 900 \text{ МПа}$ ([10], с.94 т.11.29);

$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,81 + 0,425 = 0,891$ – коефіцієнт впливу якості обробки поверхні при розрахунку на крутіння;

$K_V = 1$ – коефіцієнт впливу зміцнення при поверхневій обробці; (для випадку, коли поверхня вала не зміцнюється ([10], с.94 т.11.28). Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напруг, відповідно при згинанні і крутінні:

$$\psi_{\sigma} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_{m\sigma}}{K_{\sigma D}} = \frac{0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900}{2,85} = 0,070;$$

$$\psi_{\tau} = \frac{0,5 \cdot \psi_{\sigma}}{K_{\tau D}} = \frac{0,5 \cdot 0,070}{2,88} = 0,012.$$

Амплітуди напруг циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_a = \frac{M_C}{W_C} = \frac{288139,4}{6215,2} = 46,4 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T_2}{2W_{KC}} = \frac{332000}{2 \cdot 13485,1} = 12,3 \text{ МПа}.$$

Середні напруги циклу при згинанні і крутінні:

$$\sigma_m = 0; \tau_m = \tau_a = 12,3 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнти запасу міцності при розрахунку на втомний опір відповідно за нормальними і дотичними напругами:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{380}{2,85 \cdot 46,4 + 0,07 \cdot 0} = 2,87;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{230}{2,88 \cdot 12,3 + 0,012 \cdot 12,3} = 6,46.$$

Загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,87 \cdot 6,46}{\sqrt{2,87^2 + 6,46^2}} = 2,6.$$

Для режиму роботи $R = III$ допустимий запас міцності за границею витривалості $S^{adm} = 1,9$ ([10], с.87, т.11.18).

Втомна міцність вала забезпечена, адже $S = 2,6 > S^{adm} = 1,9$.

Задача №18. Визначити діаметр та кількість болтів, встановлених в отвір із зазором для з'єднання фланців муфти, за заданими значеннями:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Розрахунковий обертальний момент T_p , Н·м	350	400	300	200	100
Діаметр розміщення болтів D_0 , мм	150	160	180	140	100
Допустима напруга при розтягу $[\sigma_p]$, МПа	60	50	60	50	60

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №18. Визначити діаметр та кількість болтів, встановлених в отвір із зазором для з'єднання фланців муфти, за заданими значеннями: розрахункового крутного моменту $T_p = 350$ Н·м; діаметру розміщення болтів $D_0 = 150$ мм; допустимої напруги при розтягу $[\sigma_p] = 60$ МПа. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

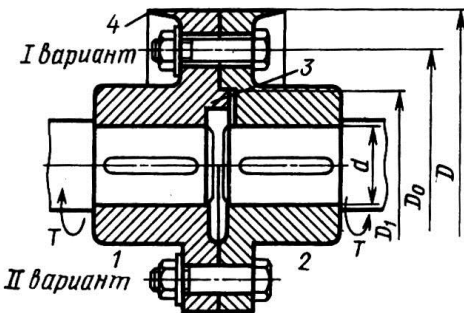


Рис.18. Схема до розрахунку діаметра та кількості болтів, що з'єднують фланці муфти

Приймаємо матеріал болтів і муфти сталь Ст. 3.

Затягування болтів не контролюється.

Сила затягування одного болта:

$$F_{зам} = \frac{2T_p k}{D_0 z f} = \frac{2 \cdot 350 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{150 \cdot 6 \cdot 0,15} = 7777,8 \text{ Н,}$$

де $z = 6$ – число болтів;

$f = 0,15$ – коефіцієнт тертя ковзання;

$k = 1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу від взаємного зсуву деталей при статичному навантаженні, приймаємо $k = 1,5$.

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{зам}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 7777,8}{3,14 \cdot 60}} = 14,65 \text{ мм},$$

де $[\sigma_p] = 60$ МПа – допустима напруга при розтягу.

Приймаємо болт М 18 з внутрішніми діаметром різі $d_1 = 15,294$ мм ([13], с.218, 219).

Задача №19. Визначити усі параметри нерухомого шпонкового з'єднання: ширину b , висоту h і довжину l призматичної шпонки за заданими значеннями:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Крутного моменту T , Н·м	100	500	800	1100	1400
Діаметру вала d , мм	20	40	50	60	70

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №19. Визначити усі параметри нерухомого шпонкового з'єднання: ширину b , висоту h і довжину l призматичної шпонки за заданими значеннями: крутного моменту $T = 300$ Н·м; діаметра вала $d = 32$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

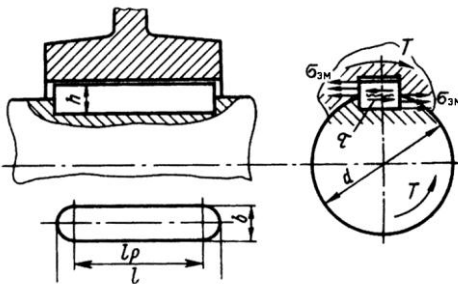


Рис.19. Схема з'єднання призматичною шпонкою

Для вала діаметром $d = 32$ мм вибираємо шпонку шириною та висотою $b \times h = 10 \times 8$ мм ([13], с. 370, 371 або [1], Т.2, с.520).

Для нерухомого шпонкового з'єднання допустима напруга зминання ([13] с.370):

$$[\sigma_{зм}] = (0,3...0,5)320 = 96...160 \text{ МПа},$$

де $\sigma_T = 320 \text{ Мпа}$ – границя текучості для сталі 35 ([13] с.35, т. II.11).

Приймаємо допустиму напругу змінання $[\sigma_{зм}] = 130 \text{ МПа}$.

Робоча довжина шпонки:

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{зм}]} = \frac{4 \cdot 300 \cdot 10^3}{8 \cdot 32 \cdot 130} = 36 \text{ мм}.$$

Умовне позначення вибраної шпонки з округленими торцями:
шпонка 10×8×46 ГОСТ 23360–78 (СТ. СЭВ 189–75).

Задача №20. Визначити діаметр болта, встановленого в отвір із зазором і без зазору, якщо він навантажений поперечною силою F , значення якої подано в таблиці:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Поперечна сила F , кН	5	7	8	9	10

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №20. Визначити діаметр болта, встановленого в отвір із зазором і без зазору, якщо він навантажений поперечною силою $F = 6 \text{ кН}$.
Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

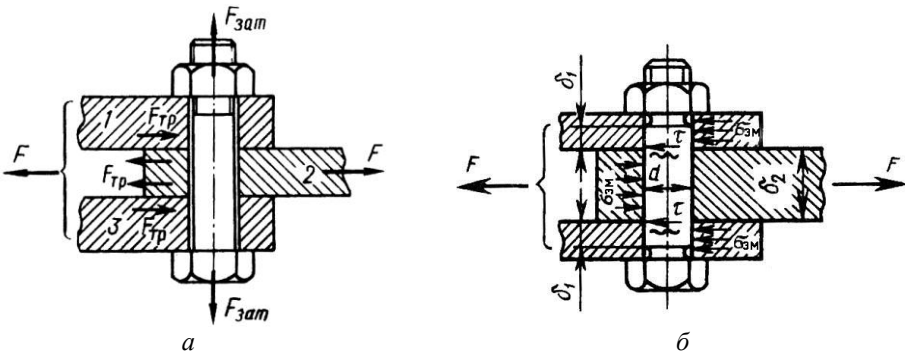


Рис.20. Схема болта встановленого в отвір із зазором (а) і без зазору (б)

Приймаємо матеріал болта сталь Ст. 3 ГОСТ 380–88, затягування болта не контролюється, кількість площин зрізу $i = 2$, поперечна сила $F = 6 \text{ кН}$.

1. Розрахунок болта, встановленого в отвір із зазором.

Сила затягування болта:

$$F_{зам} = \frac{Fk}{f \cdot i} = \frac{6 \cdot 10^3 \cdot 5}{0,15 \cdot 2} = 30000 \text{ Н,}$$

де $k = 1,3 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу від взаємного зсуву деталей при статичному навантаженні; приймаємо $k = 1,5$; $f = 0,15$ – коефіцієнт тертя ковзання; $i = 2$ – кількість площин зрізу.

Внутрішній діаметр різі болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{зам}}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 30000}{3,14 \cdot 60}} = 28,77 \text{ мм,}$$

де $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S_T]} = \frac{240}{4} = 60 \text{ МПа}$ – допустима напруга при розтягу;

де $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ – границя текучості для сталі Ст. 3 ([13], с.34, т. II.9);

$[S_T] = 4$ – коефіцієнт запасу ([8], с.236, т. V.11).

Приймаємо болт М33 з внутрішнім діаметром різі $d_1 = 29,211 \text{ мм}$ ([13], с.218, 219).

2. Розрахунок болта, вставленого в отвір без зазору.

Діаметр не нарізаної частини болта:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau] i}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 6000}{3,14 \cdot 96 \cdot 2}} = 6,3 \text{ мм,}$$

де $[\tau] = 0,4\sigma_T = 0,4 \cdot 240 = 96 \text{ МПа}$ – допустима напруга зрізу при статичному навантаженні ([17], с.53, т. I.2);

$i = 2$ – кількість площин зрізу.

Приймаємо болт М6 за ГОСТ 7817–72 з діаметром не нарізаної частини болта $d_0 = 7 \text{ мм}$ ([13], с.255, т. VI–10).

Задача №21. Розрахувати зварне з'єднання кутника з косинкою, якщо задано розтягуючі осьове навантаження F ; шов кутувий. Визначити довжини лобового і двох флангових швів.

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Осьова розтягувальна сила F , кН	20	30	40	80	100

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №21. Розрахувати зварне з'єднання кутника з косинкою, якщо задано розтягувальне осьове навантаження $F = 80 \text{ кН}$; шов

кутовий. Визначити довжини лобового і двох флангових швів. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

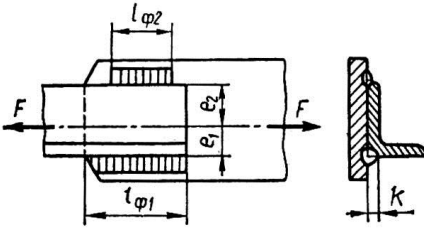


Рис.21. Схема до розрахунку зварного з'єднання кутника з косинкою

Вибір кутника за умовою міцності на розтяг:

$$A = \frac{F}{[\sigma_p]} = \frac{80 \cdot 10^3}{160} = 500 \text{ мм}^2 = 5 \text{ см}^2,$$

де $[\sigma_p] = 1600 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2} = 160 \text{ МПа}$ для Ст3 ([1], Т.3, с.81, т.29)

За ГОСТ 8509-72 ([1], Т.1, с.136) вибираємо кутник Б-56×56×5 ГОСТ 8509-72, у якого $A = 5,41 \text{ см}^2$; $b = 56 \text{ мм}$; $d = 5 \text{ мм}$;
Ст 3 ГОСТ 535-58

$z_0 = 1,57 \text{ см}$ – відстань від центру ваги до навантаженої грані полицки.

Приймаємо катет зварного шва $K \approx d = 5 \text{ мм}$ і напускне зварне з'єднання.

Загальна довжина зварних швів визначається з умови міцності на зріз:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot l} \leq [\tau']; \quad l = \frac{F}{0,7 \cdot K \cdot [\tau']} = \frac{80 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 96} = 238 \text{ мм}.$$

Загальна довжина швів складається з лобового та двох флангових швів:

$$l = l_n + l_{\phi 1} + l_{\phi 2}.$$

Для ручного зварювання електродами Э42 ([1], Т.3, с.81, т.28) допустима напруга в швах при зрізі:

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

Довжина лобового шва і двох флангових швів:

$$l_n = b = 56 \text{ мм}; \quad l_{\phi 1} + l_{\phi 2} = l - l_n = 238 - 56 = 182 \text{ мм};$$

$$l_{\phi 1} = (l - l_n) \frac{b - z_0}{b} = 182 \frac{56 - 15,7}{56} = 131 \text{ мм};$$

$$l_{\phi 2} = (l - l_n) \frac{z_0}{b} = 182 \frac{15,7}{56} = 51 \text{ мм}.$$

Задача №22. Визначити діаметр зрізного штифта дискової запобіжної муфти за заданими значеннями:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Обертального моменту $T_{ном}$, Н·м	500	400	500	400	300
Діаметра розміщення штифта D , мм	100	120	140	170	90

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №22. Визначити діаметр зрізного штифта дискової запобіжної муфти за заданими значеннями: крутного моменту $T_{ном} = 500$ Н·м; діаметру розміщення штифта $D = 100$ мм. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Розрахунковий обертальний момент:

$$T_p = K \cdot T_{ном} = 1,5 \cdot 500 = 750 \text{ Нм,}$$

де $K = 1,5$ – коефіцієнт динамічності режиму навантажування (для стрічкового конвеєра).

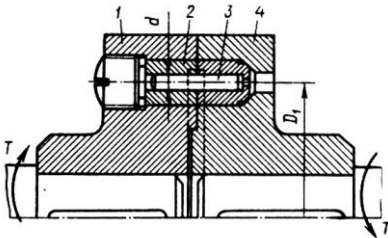


Рис. 22. Схема до визначення діаметру зрізного штифта дискової запобіжної муфти

Граничний обертальний момент:

$$T_{гр} = 1,25 \cdot T_p = 1,25 \cdot 750 = 937,5 \text{ Нм.}$$

Для загартованих штифтів зі сталі Ст 5 допустимі напруги зрізу $[\tau_{зр}] = 420$ МПа ([17], с. 371).

Розрахунковий діаметр штифта:

$$d_m = \sqrt{\frac{8 \cdot T_{гр} \cdot K_z}{D \cdot z \cdot \pi \cdot [\tau_{зр}]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 937,5 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 1}{100 \cdot 1 \cdot 3,14 \cdot 420}} = 7,54 \text{ мм,}$$

де $K_z = 1$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по штифтах, при числі штифтів $z = 1$, $K_z = 1$, а при $z = 2$, $K_z = 1,2$.

За ГОСТ 6636, за рядом $R_a 40$, приймасмо діаметр штифта $d = 7,5$ мм ([1], Т.1, с.364).

Задача №23. Визначити діаметр затягнутого болта, якщо зовнішнє навантаження відсутнє і задано:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Площа стику деталей для одного болта A , мм ²	500	1000	1500	2000	1300
Допустима напруга змінання в стиці деталей $[\sigma_{зм}]$, МПа	2	3	2,5	2	3

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №23. Визначити діаметр затягнутого болта, якщо зовнішнє навантаження відсутнє і задано: площу стику деталей для одного болта $A = 500$ мм²; допустиму напругу змінання в стиці деталей $[\sigma_{зм}] = 2$ МПа.

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Приймаємо: матеріал болта – сталь 45, затягування болта не контролюється. Сила затяжки болта:

$$F_{зат} = A \cdot [\sigma_{зм}] = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ Н.}$$

Внутрішній діаметр різи болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_{зат}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1000}{3,14 \cdot 90}} = 4,29 \text{ мм,}$$

де $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s_T]} = \frac{360}{4} = 90$ МПа – допустима напруга розтягу,

$\sigma_T = 360$ МПа – границя текучості для сталі 45 ([1], с.35, т.ІІ.1);

$[s_T] = 4$ – коефіцієнт запасу ([1], с.236, т.V.11).

Приймаємо болт М6 з внутрішнім діаметром $d_1 = 4,918$ мм за [1], с.218, 219.

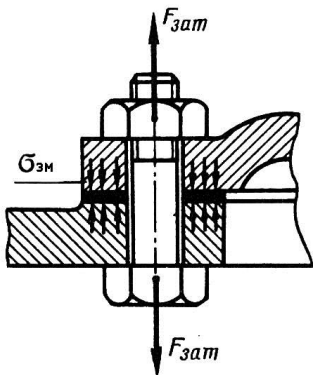


Рис.23. Схема до визначення діаметру затягнутого болта

Задача №24. Визначити діаметр болта, навантаженого зовнішньою силою розтягу F_p . Затяжка болта відсутня. Діаметр різі болта підібрати за ГОСТ. Матеріал болта – сталь 35 ГОСТ 1050-88. Вихідні дані для розрахунку подано в таблиці:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Сила розтягу F_p , кН.	8	10	14	16	20
Матеріал болта, сталь	Ст 3	Ст 5	20	35	45

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №24. Визначити діаметр болта, навантаженого зовнішньою силою розтягу $F_p = 12$ кН. Затяжка болта відсутня. Діаметр різі болта підібрати за ГОСТ. Матеріал болта – сталь 35 ГОСТ 1050-88. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Запишемо умову міцності з врахуванням виду деформації при розтягу:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A} = \frac{4 \cdot F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (1)$$

де A – площа небезпечного перерізу болта (по внутрішньому діаметру різьби d_1):

$$A = \pi d_1^2 / 4, \text{ мм}^2;$$

$[\sigma_p] = 1800 \text{ кгс/см}^2 = 180 \text{ Н/мм}^2 = 180 \text{ МПа}$ – величина допустимої напруги розтягу при статичному (постійному) навантаженні для сталі 35, при термообробці – нормалізація [1], Т.1, с.86.

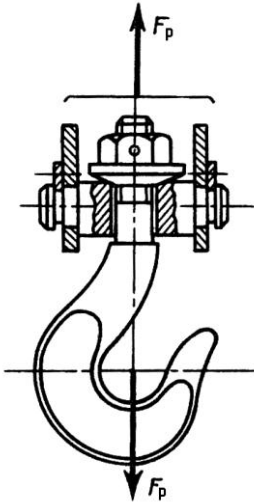


Рис.24. Схема до визначення діаметра болта навантаженого зовнішньою силою

Із залежності (1) визначаємо внутрішній діаметр різі болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{3,14 \cdot 180}} = 9,21 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 9150-89 ([1], Т.1, с.427) вибираємо болт М12 з внутрішнім діаметром $d_1 = 10,106$ мм.

Задача №25. Для з'єднання вала електродвигуна і вала гвинтового конвейера підібрати пружну втулково-пальцеву муфту (МПВП) і перевірити міцність пальців і втулок за заданими значеннями:

Параметри	Варіанти				
	1	2	3	4	5
Діаметр вала електродвигуна d_{oe} , мм	18	22	38	45	28
Діаметр вала конвейера d , мм	16	20	30	40	25
Потужність електродвигуна P_{oe} , кВт	3	4	15	22	11
Частота обертання n_{oe} , хв ⁻¹	1435	1435	960	730	1465

Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Приклад розв'язання задачі №25. Для з'єднання вала електродвигуна і вала гвинтового конвейєра підібрати пружну втулково-пальцеву муфту (МПВП) і перевірити міцність пальців і втулок за заданими значеннями: діаметру вала електродвигуна $d_{\text{дв}} = 38$ мм; діаметру вала конвейєра $d = 30$ мм; потужності електродвигуна $P_{\text{дв}} = 15$ кВт; частоти обертання $n_{\text{дв}} = 960$ хв⁻¹. Подати розрахункову схему і найменування усіх символів.

Розв'язання.

Номінальний обертальний момент на муфті:

$$T_{\text{ном}} = 9555 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} = 9555 \frac{15}{960} = 149,3 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Розрахунковий обертальний момент для вибору муфти:

$$T_p = k \cdot T_{\text{ном}} = 1,5 \cdot 149,3 = 224 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

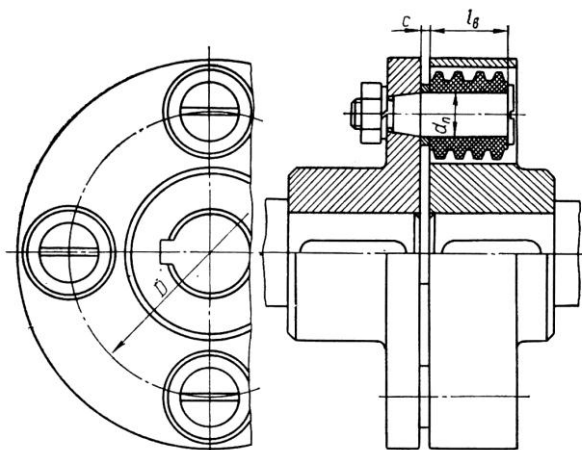


Рис.25. Схема пружної втулково-пальнової муфти

За розрахунковим обертальним моментом та діаметром валів двигуна $d_{\text{дв}} = 38$ мм і конвейєра $d = 30$ мм вибираємо за [12], с.182, т.16.1 муфту пружну втулково-пальцеву МУВП-38 з допустимим обертальним моментом $[T] = 240$ Н·м, довжиною пальця $l_n = l_г = 33$ мм, діаметром пальця $d_n = 14$ мм, довжиною пружної втулки $l_г = l_с = 28$ мм, діаметром розміщення пальців $D_о = 100$ мм, числом пальців $z = 6$.

Розрахунок пальця на згин.

Розрахункові напруги згину:

$$\sigma_{зз} = \frac{M_{зз}}{W_{зз}} = \frac{T_p \cdot l_n}{\frac{D_o}{2} \cdot z \cdot \frac{\pi \cdot d_n^3}{32}} = \frac{224 \cdot 10^3 \cdot 33}{\frac{100}{2} \cdot 6 \cdot \frac{3,14 \cdot 14^3}{32}} = 91,5 \text{ МПа} \approx$$

$$\approx [\sigma_{зз}] = 80 \dots 90 \text{ МПа},$$

де $M_{зз}$ – згинальний момент, що діє на палець;

$W_{зз}$ – момент опору згину.

Допустима напруга згину для сталі 45 $[\sigma_{зз}] = 80 \dots 90 \text{ МПа}$.

Допускається перевантаження за напругами згину до 5%.

Перевантаження матеріалу пальця:

$$\Delta\sigma_{зз} = \frac{[\sigma_{зз}] - \sigma_{зз}}{[\sigma_{зз}]} 100\% = \frac{90 - 91,5}{90} 100\% = 1,7\% < 5\%.$$

Розрахунок втулки на зминання.

Розрахункові напруги зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F_t}{A} = \frac{T_p}{\frac{D_o}{2} \cdot z \cdot d_n \cdot l_e} = \frac{224 \cdot 10^3}{\frac{100}{2} \cdot 6 \cdot 14 \cdot 28} = 1,9 \text{ МПа} < [\sigma_{зм}] = 2 \text{ МПа} - \text{ для втулки,}$$

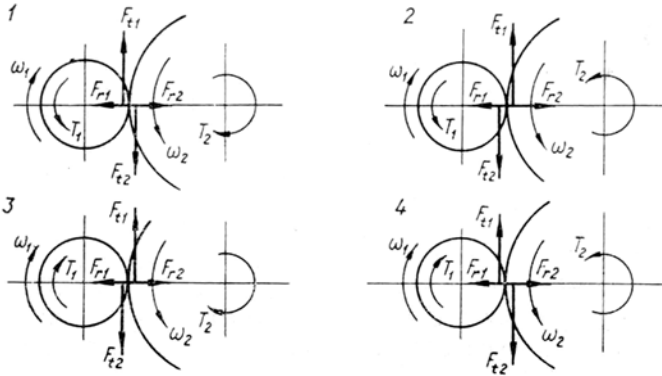
виготовленої з гуми;

де F_t – колова сила, що діє на втулку;

A – площа зминання втулки.

3. Тестові завдання для самоконтролю

1. Яка схема дії сил і моментів в зубчастій прямозубій циліндричній передачі правильна?



1.

2.

3.

4.

5.

1

2

3

4

немає
правильної
відповіді

2. За якою формулою визначається дільний діаметр косозубого циліндричного зубчастого колеса з кутом нахилу зубців β , числом зубців z і нормальним модулем m_n ?

1.

2.

3.

4.

5.

$$d = m_n \cdot z$$

$$d = m_n \cdot z \cdot \cos \beta$$

$$d = m_n \cdot z \cdot \sin \beta$$

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$$

немає
правильної
відповіді

3. За якою формулою визначається коефіцієнт діаметра черв'яка? Де m - модуль; d_1 - дільний діаметр черв'яка; a_w - міжосьова відстань черв'ячної передачі.

1.

2.

3.

4.

5.

$$q = \frac{d_1}{m}$$

$$q = d_1 \cdot m$$

$$q = \frac{a_w}{d_1}$$

$$q = \frac{a_w}{m}$$

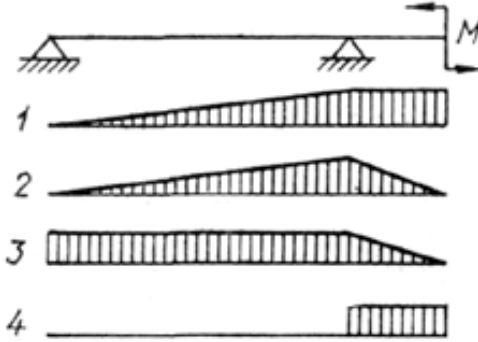
немає
правильної
відповіді

4. Прямозубе циліндричне колесо характеризується такими основними параметрами: m - модуль; d - дільний діаметр; P - крок; b - ширина вінця; z - число зубців; α - кут зачеплення. Скільки з перелічених параметрів стандартизовано?

1. 2. 3. 4. 5.

одне два три чотири немає
 правильної
 відповіді

5. Яка еюра згинальних моментів правильна для схеми навантаження?



1. 2. 3. 4. 5.

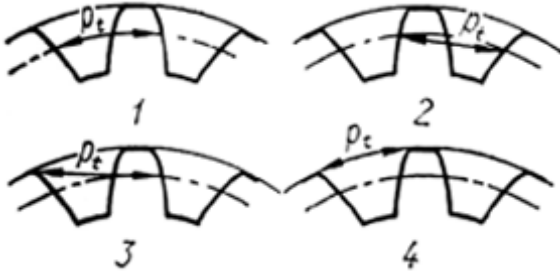
1 2 3 4 немає
 правильної
 відповіді

6. Яке з'єднання не використовують для з'єднання маточини з валом:

1. 2. 3. 4. 5.

різеве шліцьове з гарантованим
 натягом шпонкове
 (плішкове) немає
 правильної
 відповіді

7. На якому рисунку правильно показано крок зачеплення?



1. 2. 3. 4. 5.

1 2 3 4 немає
 правильної
 відповіді

8. Механізм має декілька послідовних передач; при обертанні ведучого вала з частотою 1000 об/хв ведучий вал обертається зі швидкістю 80 об/хв. Як правильно назвати цей механізм?

- | | | | | |
|--------------------|----------|----------------|----------|----------------------------|
| 1. | 2. | 3. | 4. | 5. |
| коробка швидкостей | варіатор | мультиплікатор | редуктор | немає правильної відповіді |

9. В яких межах знаходиться кут нахилу зубців у косозубих циліндричних зубчастих передачах?

- | | | | | |
|-------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|----------------------------|
| 1. | 2. | 3. | 4. | 5. |
| $\beta=2^\circ \dots 8^\circ$ | $\beta=8^\circ \dots 20^\circ$ | $\beta=20^\circ \dots 40^\circ$ | $\beta=40^\circ \dots 60^\circ$ | немає правильної відповіді |

10. За якою формулою визначається осьова сила в зачепленні косозубих зубчастих коліс? Де α - кут зачеплення; β - кут нахилу зубів; F_t - колова сила.

- | | | | | |
|---|--|---|---|----------------------------|
| 1. | 2. | 3. | 4. | 5. |
| $F_a = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ | $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$ | $F_a = F_t \cdot \operatorname{ctg} \alpha$ | $F_a = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \beta}$ | немає правильної відповіді |

11. За якою формулою визначається міжосьова відстань косозубої циліндричної зубчастої передачі? Де m_n - нормальний модуль зубчастих коліс; z_1 , z_2 - числа зубців шестірні та колеса; β - кут нахилу зубців.

- | | |
|----|--|
| 1. | $a_w = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2)}{\cos \beta}$ |
| 2. | $a_w = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2)}{\cos^2 \beta}$ |
| 3. | $a_w = \frac{0,5 \cdot m_n \cdot (z_1 + z_2)^2}{\cos \beta}$ |
| 4. | $a_w = \frac{0,5 \cdot m_n^2 \cdot (z_1 + z_2)}{\cos \beta}$ |
| 5. | немає правильної відповіді |

12. За якою формулою визначається обертовий момент? Де P - потужність, кВт; T - обертовий момент, Н·мм; n - частота обертання, об/хв; ω - кутова швидкість, c^{-1} ; V - колова швидкість, м/с.

1. 2. 3. 4. 5.

$$T=9555 \cdot \frac{P}{n}$$

$$T=3250 \cdot \frac{P}{n}$$

$$T=9555 \cdot \frac{P}{\omega}$$

$$T=9555 \cdot \frac{P}{V}$$

немає
правильної
відповіді

13. За якою формулою визначається обертовий момент на тихохідному валу одноступінчастого циліндричного редуктора? Де $T_{шв}$ - обертовий момент на швидкохідному валу; u - передатне відношення редуктора; η - коефіцієнт корисної дії редуктора.

1. 2. 3. 4. 5.

$$T_{тих} = T_{шв} \cdot u \cdot \eta$$

$$T_{тих} = P_{шв} \cdot \eta$$

$$T_{тих} = T_{шв} \cdot u^2 \cdot \eta$$

$$T_{тих} = T_{шв} \cdot (u \cdot \eta)^2$$

немає
правильної
відповіді

14. Яка комбінація силових факторів справедлива у прямозубій циліндричній зубчастій передачі?

1. 2. 3. 4. 5.

осьова (F_a) і
радіальна
(F_r) сили

колова (F_t),
осьова (F_a) і
радіальна (F_r)
сили

колова (F_t) і
радіальна (F_r)
сили

колова (F_t) і
осьова (F_a)
сили

немає
правильної
відповіді

15. Яка комбінація силових факторів справедлива у косозубій циліндричній зубчастій передачі?

1. 2. 3. 4. 5.

осьова (F_a) і
радіальна
(F_r) сили

колова (F_t) і
радіальна (F_r)
сили

колова (F_t),
осьова (F_a) і
радіальна (F_r)
сили

колова (F_t) і
осьова (F_a)
сили

немає
правильної
відповіді

16. Яка комбінація силових факторів справедлива у прямозубій конічній зубчастій передачі?

1.	2.	3.	4.	5.
осьова (F_a) і радіальна (F_r) сили	колова (F_t) і осьова (F_a) сили	колова (F_t) і радіальна (F_r) сили	колова (F_t), осьова (F_a) і радіальна (F_r) сили	немає правильної відповіді

17. Яка комбінація силових факторів справедлива у черв'ячній передачі?

1.	2.	3.	4.	5.
осьова (F_a) і радіальна (F_r) сили	колова (F_t) і осьова (F_a) сили	колова (F_t) і радіальна (F_r) сили	колова (F_t), осьова (F_a) і радіальна (F_r) сили	немає правильної відповіді

18. За якою формулою визначається колова сила на шестірні в циліндричній зубчастій передачі? Де T_1 , T_2 - відповідно обертовий момент на шестірні та колеса, Н·мм; d_1 , d_2 - відповідно ділильний діаметр шестірні та колеса, мм?

1.	2.	3.	4.	5.
$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_1}$	$F_{t1} = \frac{T_1}{d_1}$	$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	немає правильної відповіді

19. За якою формулою визначається радіальна сила на шестірні в прямозубій циліндричній зубчастій передачі? Де T_1 - обертовий момент на шестірні, Н·мм; d_1 - ділильний діаметр шестірні, мм; α_w - кут зачеплення?

1.	2.	3.	4.	5.
$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$	$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}$	$F_{r1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{d_1}$	$F_{r1} = 2 \cdot T_1 \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$	немає правильної відповіді

20. За якою формулою визначається колова сила на шестірні в прямозубій конічній зубчастій передачі? Де T_1 - обертовий момент на шестірні, Н·мм; d_{m1} - середній ділильний діаметр шестірні, мм; α_w - кут зачеплення; δ_1 - кут при вершині ділильного конуса шестірні?

1. 2. 3. 4. 5.

$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}$	$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$	$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{d_{m1}}$	$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{d_{m1} \cdot \cos \delta_1}$	немає правильної відповіді
--	---------------------------------------	--	--	----------------------------------

21. За якою формулою визначається ділильний діаметр косозубого циліндричного колеса? Де m_n - нормальний модуль колеса; z - число зубів колеса; β - кут нахилу зубців колеса?

1. 2. 3. 4. 5.

$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta}$	$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos^2 \beta}$	$d = m_n \cdot z \cdot \cos \beta$	$d = \frac{m_n \cdot z}{z \cdot \cos \beta}$	немає правильної відповіді
--------------------------------------	--	------------------------------------	--	----------------------------------

22. Що таке привод машини?

1. 2. 3. 4. 5.

пристрій для приведення у дію робочого органу машин	пристрій, що здійснює рух з метою перетворення енергії матеріалу або інформації	пристрій, що перетворює довільний вид енергії в механічну енергію або навпаки	пристрій, що призначений для перетворення форми, властивостей, стану і положення матеріалу	немає правильної відповіді
--	---	---	--	----------------------------------

23. Сталі – це залізовуглецеві сплави із вмістом вуглецю до:

1. 2. 3. 4. 5.

10%	5%	2%	20%	немає правильної відповіді
-----	----	----	-----	----------------------------------

24. Що таке механічна передача?

1.	2.	3.	4.	5.
пристрій для приведення у дію робочого органу машини	пристрій для передачі механічної енергії на відстань, як правило, з перетворенням швидкостей та моментів, іноді з перетворенням видів і законів руху	пристрій, що перетворює довільний вид енергії в механічну енергію або навпаки	пристрій, що призначений для перетворення форми, властивостей, стану і положення матеріалу	немає правильної відповіді

25. Що є справедливим для мультиплікатора? Де u - передатне відношення редуктора.

1.	2.	3.	4.	5.
$u > 1$	$u < 1$	$0 < u < 2$	$0 < u < 10$	немає правильної відповіді

26. Що є справедливим для мультиплікатора? Де u - передатне відношення редуктора.

1.	2.	3.	4.	5.
$u > 1$	$u < 1$	$u \geq 2$	$u > 5$	немає правильної відповіді

27. Який діапазон значень коефіцієнта корисної дії для зубчастих циліндричних передач?

1.	2.	3.	4.	5.
$\eta = 0,5...0,6$	$\eta = 0,6...0,7$	$\eta = 0,7...0,8$	$\eta = 0,96...0,98$	немає правильної відповіді

28. Що таке деталь?

1.	2.	3.	4.	5.
виріб, виготовлений із матеріалу однієї марки без виконання складальних операцій або з використанням місцевих з'єднувальних операцій (зварювання, паяння, склеювання), чи виконанням декоративного або захисного покриття	виріб, складові частини якого підлягають з'єднанню між собою на підприємстві за допомогою складальних операцій (зварювання, паяння, пресування тощо).	виріб, виготовлений із сталі без використання складальних операцій	виріб, який складається з кількох окремих виробів, не з'єднаних на підприємстві, яке його виготовляє, складальними операціями, але призначених для виконання взаємопов'язаних експлуатаційних функцій	немає правильної відповіді

29. Чавун - залізовуглецевий сплав із вмістом вуглецю більше:

1.	2.	3.	4.	5.
1%	0,5%	2%	10%	немає правильної відповіді

30. Який вид з'єднань відноситься до рознімних?

1.	2.	3.	4.	5.
Паяні	шпонкові	зварні	нютові	немає правильної відповіді

31. Який вид з'єднань відноситься до рознімних?

1.	2.	3.	4.	5.
шліцеві	шпонкові	зварні	різеві	немає правильної відповіді

32. Розрахункова контактна напруга позначається:

1. 2. 3. 4. 5.

σ_F

σ_H

$\sigma_{пр}$

$\sigma_{пл}$

немає
правильної
відповіді

33. Розрахункова напруга на згин позначається:

1. 2. 3. 4. 5.

σ_F

σ_H

σ_R

$\sigma_{пр}$

немає
правильної
відповіді

34. За якою формулою визначається загальний розрахунковий коефіцієнт запасу втомної міцності? Де S_σ , S_τ - відповідно коефіцієнт запасу втомної міцності за нормальними і дотичними напругами:

1. 2. 3. 4. 5.

$$S = \frac{2 \cdot S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 \cdot S_\tau^2}}$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{2 \cdot \sqrt{S_\sigma^2 \cdot S_\tau^2}}$$

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 \cdot S_\tau^2}}$$

$$S = \frac{\sqrt{S_\sigma^2 \cdot S_\tau^2}}{S_\sigma \cdot S_\tau}$$

немає
правильної
відповіді

35. Муфтами називають пристрої, що:

1. 2. 3. 4. 5.

з'єднують
вали і
передають
обертовий
момент

зменшують
динамічні
навантаження у
приводі та
компенсують
неспіввісність
валів

зменшують
кутову
швидкість
валів

підвищують
обертовий
момент

немає
правильної
відповіді

36. Основним критерієм роботоздатності деталей машин є:

1. 2. 3. 4. 5.

міцність

міжосьова
відстань

коефіцієнт
корисної дії

передатне
відношення

немає
правильної
відповіді

37. Який параметр стосується циліндричних зубчастих передач?

1. 2. 3. 4. 5.

зовнішня
конусна
відстань R_e

діаметр
западин f

середній
коловий
модуль m_m

коефіцієнт
діаметра
черв'яка q

немає
правильної
відповіді

4. Перелік питань для модульного контролю

1. Загальні принципи проектування деталей та вузлів машин.
2. Структура машин та їхній привод. Структурні схеми приводів машин.
3. Механічні передачі: призначення та класифікація.
4. зубчасті передачі: конструкції, класифікація та застосування.
5. Геометрія та кінематика евольвентних зубчастих передач.
6. Конструкції зубчастих коліс та їхнє виготовлення. Коригування зубців циліндричних зубчастих передач.
7. Матеріали й термообробка зубчастих коліс.
8. Види руйнування зубців та критерії розрахунку зубчастих передач на міцність.
9. Контактні напруги й контактна міцність.
10. Геометричні та кінематичні параметри циліндричних прямозубих зубчастих передач.
11. Особливості геометрії та кінематики циліндричних косозубих і шевронних зубчастих передач.
12. Навантаги на зубці циліндричних зубчастих передач.
13. Розрахунок циліндричних зубчастих передач на втому та міцність за контактними напругами й за напругами згину.
14. Конічні зубчасті передачі: характеристика, геометричні та кінематичні параметри.
15. Сили в зачепленні прямозубої конічної зубчастої передачі.
16. Планетарні передачі: конструкція, характеристика й застосування.
17. Кінематика планетарної передачі. Сили в зачепленні.
18. Утрати потужності й ККД планетарної передачі.
19. Хвильові передачі: конструкції, характеристика, кінематичні параметри й принцип дії.
20. Передатне відношення та число зубців хвильової зубчастої передачі.
21. ККД й критерії роботоздатності хвильової передачі.
22. Різновиди хвильових передач, їхня оцінка й застосування.
23. Циліндричні зубчасті передачі із зачепленням Новікова: особливості зачеплення, геометричні параметри, критерії роботоздатності та розрахунку.
24. Черв'ячні передачі: класифікація, характеристика, області застосування.
25. Геометричні та кінематичні параметри черв'ячної циліндричної передачі.
26. ККД черв'ячної передачі. Сили в зачепленні.
27. Критерії роботоздатності та розрахунку черв'ячних передач.
28. Розрахунок черв'ячних передач за контактними напругами та за напругами згину.
29. Тепловий розрахунок, охолодження й змащення черв'ячних передач.
30. Загальні відомості про редуктори. Основні схеми рядових редукторів.
31. Змашування зубчастих передач та вальниць котіння редукторів.
32. Поняття про зубчасті коробки передач.
33. Передачі гвинт-мutra (гайка): конструкції, матеріали, області застосування.
34. Особливості розрахунку різі гвинтових механізмів.
35. Фрикційні передачі та варіатори: принцип дії, класифікація, області

- застосування, матеріали.
36. Основні типи фрикційних передач.
 37. Основні типи варіаторів.
 38. Основні фактори, що визначають якість фрикційної передачі. Основи розрахунку міцності фрикційних пар.
 39. Пасові передачі: конструкція, принцип дії, класифікація, оцінка й застосування.
 40. Критерії роботоздатності та розрахунку пасових передач.
 41. Геометричні та кінематичні параметри пасової передачі.
 42. Пасові передачі: сили й силові залежності; навантаги на вали та опори.
 43. Ланцюгові передачі: конструкція, принцип дії, порівняльна оцінка, області застосування.
 44. Основні характеристики ланцюгової передачі.
 45. Конструкції й матеріали приводних ланцюгів та зірочок.
 46. Сили в ланцюговій передачі.
 47. Кінематика й динаміка ланцюгової передачі.
 48. Критерії роботоздатності та розрахунку ланцюгових передач.
 49. Вали та осі: класифікація, конструкція, матеріали.
 50. Проектувальний розрахунок і конструювання валів.
 51. Добір розрахункової схеми вала й визначення розрахункових навантаж.
 52. Перевіркові розрахунки валів на втомну міцність, статичну міцність, жорсткість та коливання.
 53. Вальниці ковзання: конструкції, класифікація, області застосування, матеріали.
 54. Види руйнування вальниць ковзання. Режим тертя та критерії розрахунку.
 55. Вальниці котіння: конструкції, класифікація, області застосування, матеріали.
 56. Види руйнування та критерії роботоздатності вальниць котіння. Практичний розрахунок (добір) вальниць котіння.
 57. Плішкові з'єднання: конструкції, матеріали, критерії роботоздатності й розрахунок.
 58. Зубчасті (шліцьові) з'єднання: конструкція та класифікація.
 59. Критерії роботоздатності та розрахунку шліцьових з'єднань. Розрахунок шліцьових з'єднань за узагальненим критерієм.
 60. З'єднання деталей посадкою з натягом (пресові з'єднання): загальні відомості, конструкція та розрахунок.
 61. Муфти для з'єднання валів: загальні відомості, призначення та класифікація.
 62. Муфти глухі: конструкції, характеристика, розрахунок.
 63. Муфти компенсувальні: конструкції, характеристика, розрахунок.
 64. Різеві з'єднання: призначення й характеристика. Види різей та їхні геометричні параметри.
 65. Конструкції основних кріпильних різевих деталей. Способи стопоріння різевих з'єднань.
 66. Розрахунок прогоничевих з'єднань для різних випадків навантаження.
 67. Загальні відомості про зварні з'єднання та їхнє застосування.

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. – М.: Машиностроение, 2003. – Т.1. – 728 с.; Т.2. – 559 с.; Т.3. – 557 с.
2. Деталі машин. Практикум. Навчальний посібник / Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М., Байбула В.О., Толстушко М.М. – К.: Кондор, 2009. – 278с.
3. Деталі машин: підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К.: Агроосвіта, 2013. – 448с.
4. Деталі машин. Навчальний посібник для студентів напряму 6.050403 «Інженерне матеріалознавство» денної та заочної форм навчання / Уклад. О.О. Налобіна, В.Л. Мартинюк. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького НТУ, 2011. – 276 с.
5. Деталі машин [Текст]: навчальний посібник для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання / М.П. Ярошевич, М.М. Толстушко, В.Л. Мартинюк. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – 272 с.
6. Деталі машин [Текст]: методичні вказівки до практичних занять для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання / уклад. М.М. Толстушко. – Луцьк: Луцький НТУ, 2014. – 56 с.
7. Деталі машин. Конспект лекцій для студентів напряму підготовки 6.050503 «Машинобудування» денної та заочної форм навчання / М.М. Толстушко, В.Л. Мартинюк. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2016. – 96 с.
8. Коновалюк Д.М., Ковальчук Р.М. Деталі машин. Підручник. – К.: Кондор, 2005. – 564 с.
9. Малащенко В.О., Янків В.В. Деталі машин. Проектування елементів механічних приводів: навчальний посібник. – Львів: «Новий Світ-2000», 2013. – 264 с.
10. Розрахунок і конструювання валів редукторів. Навчально-методичний посібник / В.А. Кралін, Д.М. Коновалюк. – Луцьк: ЛШ, 1991. – 96 с.
11. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
12. Расчет и проектирование деталей машин. Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247 с.
13. Самохвалов Я.А., Левицький М.Я., Григора В.Д. Справочник техника-конструктора. – К.: Техніка, 1978. – 592 с.
14. Сборник задач по деталям машин / М.Я. Романов, В.А. Константинов, Н.А. Покровский. – М.: Машиностроение, 1984. – 240 с.
15. Токарський Ю.М., Янків В.В., Сірик З.О., Гошко М.О., Коненко І.Є. Механічні передачі. Розрахунок та конструювання: навчальний посібник. – Львів: «Новий Світ-2000», 2008 – 152 с.
16. Цехнович Л.И. Сборник задач по деталям машин. – К.: Вища школа, 1975. – 188 с.
17. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.