

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О.Є. Мельник

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ
ДИСЦИПЛІНИ**

Деталі машин

Ступінь: бакалавр

Кривий Ріг
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і
торгівлі імені Михайла Туган-Барановського

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

О. Є. Мельник

МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ

Деталі машин

Ступінь: бакалавр

Затверджено на засіданні
кафедри загальноінженерних дисциплін
та обладнання
Протокол № 5
від «12» листопада 2020 р.

Рекомендовано навчально-
методичною радою ДонНУЕТ
Протокол № 4
від «17» грудня 2020 р.

Кривий Ріг
2020

УДК 62-1/-9(072)

М 48

Мельник О.Є.

М 48 Деталі машин: метод. рекомендації до вивч. дисц. / М-во освіти і науки України, Донец. нац. ун-т економіки і торгівлі ім. М. Туган-Барановського, Каф. загальноінженерних дисциплін та обладнання; О.Є. Мельник. – Кривий Ріг: [ДонНУЕТ], 2020. – 139 с.

Методичні рекомендації розроблені для надання допомоги студентам у процесі вивчення дисципліни «Деталі машин». Методичні рекомендації містять перелік питань для підготовки до підсумкового контролю та перелік основної та додаткової літератури.

© Мельник О.Є., 2020
© Донецький національний
університет
економіки і торгівлі імені Михайла
Туган-Барановського, 2020

ЗМІСТ

ВСТУП	5
ЧАСТИНА 1. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ «ДЕТАЛІ МАШИН»	6
ЧАСТИНА 2. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПІДГОТОВКИ ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ	12
Змістовий модуль 1. Механічні передачі та передачі гнучкого зв'язку.....	13
Змістовий модуль 2. Деталі з'єднання.....	43
ЧАСТИНА 3. МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ	98
Змістовий модуль 1. Механічні передачі та передачі гнучкого зв'язку.....	99
Змістовий модуль 2. Деталі з'єднання.....	119

ВСТУП

Основною метою вивчення дисципліни є формування системи знань з конструкторської підготовки в галузі проектування деталей і вузлів машин загального призначення, методів розрахунку і конструювання типових деталей, вузлів і механізмів на основі їх загальної класифікації.

Головне завдання навчальної дисципліни надати здобувачам вищої освіти фахові компетенції з основних критеріїв роботоздатності деталей машин і видів відказів, основ проектування машин і механізмів, призначення і улаштування механізмів, сучасних тенденцій розвитку машинобудування і теорії розвитку деталей машин, елементи оптимізації проектування; уміти виконувати інженерні розрахунки і самостійно конструювати деталі та вузли машин загального призначення.

Предмет: методи розрахунку деталей машин.

ЧАСТИНА 1.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ВИВЧЕННЯ
ДИСЦИПЛІНИ

1. Опис дисципліни

Найменування показників	Характеристика дисципліни
Обов'язкова (для студентів спеціальності "назва спеціальності") / вибіркова дисципліна	Обов'язкова для студентів спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
Семестр (осінній / весняний)	осінній
Кількість кредитів	6
Загальна кількість годин	180
Кількість модулів	1
Лекції, годин	42
Практичні / семінарські, годин	42
Лабораторні, годин	-
Самостійна робота, годин	96
Тижневих годин для денної форми навчання:	
аудиторних	6
самостійної роботи студента	6,8
Вид контролю	екзамен

2. Програма дисципліни

Ціль – формування системи знань з конструкторської підготовки в галузі проектування деталей і вузлів машин загального призначення, вивчити методи розрахунку і конструювання типових деталей, вузлів і механізмів на основі їх загальної класифікації.

Завдання: надати здобувачам вищої освіти фахові компетенції з основних критеріїв роботоздатності деталей машин і видів відказів, основ проектування машин і механізмів, призначення і улаштування механізмів, сучасних тенденцій розвитку машинобудування і теорії розвитку деталей машин, елементи оптимізації проектування; уміти виконувати інженерні розрахунки і самостійно конструювати деталі та вузли машин загального призначення; знаходити оптимальні інженерні рішення шляхом аналізу конструкцій; здійснювати перехід від формальної логіки теоретичних дисциплін до евристичної діяльності інженера; оформляти текстові і графічні матеріали у відповідності з вимогами стандартів.

Предмет: методи розрахунку деталей машин.

Зміст дисципліни розкривається в темах:

1. Вступ. Деталі машин загального призначення.
2. Зубчата передача.
3. Черв'ячна передача.
4. Планетарні, хвильові зубчасті передачі.
5. Ланцюгова передача.
6. Ремінні передачі.
7. Фрикційні передачі.
8. Передача гвинт-гайка.

9. Вали і вісі.
10. Підшипники.
11. Муфти.
12. Пружні елементи.
13. Нарізні (різьбові) з'єднання.
14. Шпонкові і шліцові з'єднання.

3. Структура дисципліни

Назви змістових модулів і тем	Кількість годин (денна форма навчання)				
	усього	у тому числі			
		лекц.	пр./сем.	лаб.	СРС
1	2	3	4	5	6
Змістовий модуль 1. Механічні передачі та передачі гнучкого зв'язку					
Тема 1. Вступ. Деталі машин загального призначення	8	2	-	-	6
Тема 2. Зубчата передача	14	4	4	-	6
Тема 3. Черв'ячна передача	14	4	4	-	6
Тема 4. Планетарні, хвильові зубчасті передачі	9	2	-	-	7
Тема 5. Ланцюгова передача	12	2	4	-	6
Тема 6. Ремінні передачі	15	4	4	-	7
Тема 7. Фрикційні передачі	11	4	-	-	7
Разом за змістовим модулем 1	83	22	16	-	45
Змістовий модуль 2. Деталі з'єднання					
Тема 8. Передача гвинт-гайка	13	2	4	-	7
Тема 9. Вали і вісі	16	4	4	-	8
Тема 10. Підшипники	15	4	4	-	7
Тема 11. Муфти	10	2	-	-	8
Тема 12. Пружні елементи	13	2	4	-	7
Тема 13. Нарізні (різьбові) з'єднання	15	4	4	-	7
Тема 14. Шпонкові і шліцові з'єднання	15	2	6	-	7
Разом за змістовим модулем 2	97	20	26	-	51
Усього годин	180	42	42	-	96

4. Теми семінарських/практичних/лабораторних занять

№ з/п	Тема практичного заняття	Кількість годин
1	Практична робота 1. Розрахунок зубчастих циліндричних передач	2
2	Практична робота 1. Розрахунок зубчастих циліндричних передач	2
3	Практична робота 2. Розрахунок і проектування черв'ячної передачі	2
4	Практична робота 2. Розрахунок і проектування черв'ячної передачі	2
5	Практична робота 3. Розрахунок ланцюгової передачі	2
6	Практична робота 3. Розрахунок ланцюгової передачі	2
7	Практична робота 4. Розрахунок пасової передачі	2
8	Практична робота 4. Розрахунок пасової передачі	2
9	Практична робота 5. Розрахунок передачі гвинт-гайка	2
10	Практична робота 5. Розрахунок передачі гвинт-гайка	2
11	Практична робота 6. Розрахунок вала	2
12	Практична робота 6. Розрахунок вала	2
13	Практична робота 7. Розрахунок підшипників кочення	2
14	Практична робота 8. Розрахунок підшипників ковзання	2
15	Практична робота 9. Розрахунок кручений циліндричної пружини	2
16	Практична робота 9. Розрахунок кручений циліндричної пружини	2
17	Практична робота 10. Розрахунок зварного з'єднання	2
18	Практична робота 11. Розрахунок з'єднання з гарантованим натягом	2
19	Практична робота 12. Розрахунок нарізного сполучення	2
20	Практична робота 13. Розрахунок шліцьового з'єднання	2
21	Практична робота 14. Розрахунок фланцевого з'єднання	2
Всього		42

5. Розподіл балів, які отримують студенти

Відповідно до системи оцінювання знань студентів ДонНУЕТ, рівень сформованості компетентностей студента оцінюються у випадку проведення екзамену: впродовж семестру (50 балів) та при проведенні підсумкового контролю - екзамену (50 балів).

Оцінювання студентів протягом семестру (очна форма навчання)

№ теми семінарського/ практичного заняття	Аудиторна робота				Позааудиторна робота	Сума балів
	Тестові завдання	Ситуацій- ні завдання, задачі	Обговорен- ня теоретичних питань теми	ПМК	Завдання для самостійного виконання	
Змістовий модуль 1						
Тема 1			1			1
Тема 1		1			2	3
Тема 2			1			1
Тема 2		1			2	3
Тема 3			1			1
Тема 3		1			2	3
Тема 4			1			1
Тема 4		1		4	2	7
Разом за змістовим модулем 1		4	4	4	8	20
Змістовий модуль 2						
Тема 5			0,5			0,5
Тема 5		1			1	2
Тема 6			0,5			0,5
Тема 6		1			1	2
Тема 7		1	0,5		1	2,5
Тема 8		1	0,5		1	2,5
Тема 9			0,5			0,5
Тема 9		1			1	2
Тема 10		1	0,5		1	2,5
Тема 11		1	0,5		1	2,5
Тема 12		1	0,5		1	2,5
Тема 13		1	0,5		1	2,5
Тема 14		1	0,5	5	1	7,5
Разом за змістовим модулем 2		10	5	5	10	30
Усього годин		14	9	9	18	50

**Оцінювання студентів протягом семестру
(заочна форма навчання)**

Поточне тестування та самостійна робота			Підсумковий тест (екзамен)	Сума в балах
Змістовий модуль 1	Змістовий модуль 2	Індивідуальне завдання		
15	15	20	50	100

Загальне оцінювання результатів вивчення навчальної дисципліни

Оцінка		
100-бальна шкала	Шкала ECTS	Національна шкала
90-100	A	5, «відмінно»
80-89	B	4, «добре»
75-79	C	
70-74	D	3, «задовільно»
60-69	E	
35-59	FX	2, «незадовільно»
0-34	F	

ЧАСТИНА 2.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ПІДГОТОВКИ
ДО ПРАКТИЧНИХ ЗАНЯТЬ

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1.

Механічні передачі та передачі гнучкого зв'язку

Тема 1. Розрахунок зубчастих циліндричних передач.

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. Які розрізняють види зубчастих передач і де вони застосовуються?
2. Яке призначення циліндричного редуктора?
3. Від чого залежить кількість ступіней редуктора?
4. Які переваги та недоліки мають редуктори, що виконані по розгорнутій схемі; з роздвоєними ступіннями; співвісні та інші?
5. Перерахуйте деталі і вузли, з яких складається циліндричний редуктор. Яке їх призначення?
6. Для чого необхідний зазор у підшипниках?
7. Чим викликана необхідність регулювання зазору в підшипниках?
8. Опишіть порядок розбирання та складання циліндричного редуктора.
9. Дайте визначення поняття «передаточне число» зубчастої передачі.
10. Дайте визначення поняття «передаточне число» редуктора.

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати циліндричну (прямозубу або косозубу) передачу (рис. 1.1) одноступінчатого редуктора. Навантаження передачі постійне, під час пуску вона короткочасно підвищується в γ раз в порівнянні з номінальною. Потужність, що передається шестернею, – P_1 , кВт; кутова швидкість обертання шестерні – ω_1 , рад/с; передатне відношення – u . Термін служби передачі – L_h , год. Зачеплення – евольвентне. Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 1.1.

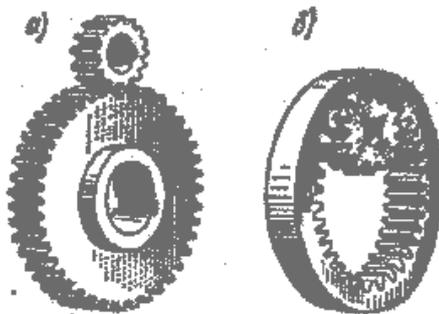


Рисунок 1.1 – Зубчаста циліндрична передача, зачеплення

а – зовнішнє; б – внутрішнє

Таблиця 1.1 – Вихідні данні

№ варіанта	P_1 , кВт	ω_1 , рад/с	u	L_h , год	Перенавантаження γ	Тип передачі
1	2	3	4	5	6	7
1	2,0	50	1,00	40 000	1,60	П
2	2,2	55	1,15	38 000	1,70	К
3	2,4	80	1,60	36 000	1,80	П
4	2,6	60	2,00	34 000	1,65	К
5	2,8	75	2,50	32 000	1,75	П
6	3,0	63	3,15	30 000	1,50	К
7	3,5	70	4,00	28 000	1,40	П
8	4,0	90	5,00	26 000	1,45	К
9	4,5	85	6,30	24 000	1,55	П
10	5,0	88	3,00	22 000	1,35	К
11	5,5	70	4,0	20 000	1,37	П
12	6,0	45	2,5	21 000	1,39	К

Примітка. П – прямозуба, К – косозуба

Розв'язування

1. Вибрати матеріал зубчастих коліс, вид термообробки і міру точності (таблиця 1.6).

2. Розрахувати зуби передачі на контактну міцність і на вигин. З розрахунку зубів на контактну міцність вичислити міжосьову відстань передачі a_w . Заздалегідь необхідно визначити значення величин, що входять в цю формулу. Вали передачі необхідно встановити на підшипники кочення й прийняти $\eta = 0,98$. Потужність, що передає колесо, розраховуємо:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ кВт}, \quad (1.1)$$

крутний момент, який передає колесо,

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ Н м}. \quad (1.2)$$

Прийняти коефіцієнт ψ_{ba} :

– коефіцієнт ширини вінця зубчастих коліс $\psi_{ba} = 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000; 1,250;$

– при різній ширині зв'язаних зубчастих коліс значення ψ_{ba} відноситься до вужчого з них.

Визначити коефіцієнт ψ_{bd}

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1) \quad (1.3)$$

Контактна напруга, що допускається $[\sigma_H]$ вичислити по формулі 1.7, заздалегідь визначивши значення величин, що входять в цю формулу. Межа

контактної витривалості поверхонь зубів:

– при об'ємному загартовуванні HRC 38...50

$$\sigma_{H \lim b} = 18\text{HRC} + 150, \text{ МПа} \quad (1.4)$$

– при поверхневому загартовуванні HRC 40...56

$$\sigma_{H \lim b} = 17\text{HRC} + 200, \text{ МПа};$$

– при HB < 350 для вуглецевої і легваної сталі

$$\sigma_{H \lim b} = 2\text{HB} + 70, \text{ МПа.}$$

Прийmemo коефіцієнт безпеки $s_H = 1,1$; коефіцієнт $Z_R = 0,95$; коефіцієнт $Z_v = 1$. Базове число циклів напруги $N_{H0} = 70 \times 10^6$. Еквівалентне число циклів визначаємо

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \quad (1.5)$$

де $c = 1$, оскільки колесо знаходиться в зачепленні з однією шестернею;

n_2 – частота обертання зубчастого колеса, об/мін;

L_h – термін служби передачі, год.

Визначаємо коефіцієнт довговічності

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} \quad (1.6)$$

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,4$$

Допустиме контактне напруження

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim b} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{HL}}{s_H}, \text{ МПа.} \quad (1.7)$$

По графіку (рис. 1.3) визначити коефіцієнт $K_{H\beta}$.

Міжосьова відстань передачі

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}}, \text{ мм} \quad (1.8)$$

де $K_a = 430$ – для косозубої передачі, $K_a = 495$ – для прямозубої передачі;

T_2 – момент на зубчастому колесі, Нм.
 Приймаємо a_w у відповідність із СТ СЕВ 310-76 (таблиця 1.2).
 Ділильна міжосьова відстань некорегованих коліс $a = a_w$.
 Модуль зубів

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \text{ мм.} \quad (1.9)$$

Перевіряємо відповідність m – ДСТУ 9563-60 (табл. 1.3).
 Приймаємо кут нахилу зубів $\beta = 8 \dots 18^\circ$ для косозубої передачі, визначаємо $\cos \beta$.
 Сума зубів шестерні і колеса

$$z_c = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m}. \quad (1.10)$$

Число зубів шестерні

$$z_1 = \frac{z_c}{1 + u}. \quad (1.11)$$

Число зубів колеса

$$z_2 = z_c - z_1. \quad (1.12)$$

Перевіряємо по формулах 1.17, 1.18 робочі поверхні зубів на контактну міцність по максимальному контактному напруженні при дії на зуби короткочасного навантаження. Для цього визначимо розрахункову контактну напругу σ_H , що викликається розрахунковим моментом T_1 , і максимальну контактну напругу, що допускається $[\sigma_H]_{\max}$. Коефіцієнт Z_H визначаємо

$$\beta_b = \beta, \quad \alpha_{t\omega} = \frac{\alpha}{\cos \beta},$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{t\omega}}}. \quad (1.13)$$

Коефіцієнт $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$. Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta \quad (1.14)$$

Коефіцієнт Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (1.15)$$

Визначаємо по графіку (рис. 1.3, а) коефіцієнт $K_{H\alpha}$, по таблиці 1.4 – коефіцієнт $K_{H\nu}$, коефіцієнт $K_{H\beta}$ визначений раніше.

Розрахункова контактна напруга

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{u+1}{u} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta} K_{H\nu} (u+1)}{2a^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа.} \quad (1.16)$$

Робимо висновок про контактну міцність зубів. По ДСТУ визначується межа плинності (таблиця 1.6). Максимальна контактна напруга, що допускається, для зубів

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T, \text{ МПа.} \quad (1.17)$$

Визначаємо величину короткочасного перевантаження

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}}, \text{ МПа,} \quad (1.18)$$

де $T_{\max} = \gamma \cdot T_1$, МПа.

Робимо перевірочний розрахунок зубів шестерні на вигин. При однаковому матеріалі шестерні і колеса товщина зубів шестерні біля основи менша, ніж у зубів колеса, тому розрахунок зубів на вигин виконуємо для зубів шестерні, менш міцних при вигині в порівнянні із зубами колеса.

Заздалегідь визначаємо значення величин, що входять у формулу. Якщо матеріал коліс різний, то визначити менш міцну ланку можна по формулі $\frac{\sigma_F}{Y_F}$, а перевірку зробити по тому з коліс пари, у якого це відношення менше. Момент, що крутить, передається шестернею

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Н м.} \quad (1.19)$$

Еквівалентне число зубів шестерні

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}. \quad (1.20)$$

Коефіцієнт $Y_\varepsilon = 1$.

Визначаємо коефіцієнт форми зуба шестерні Y_F по графіку (рис. 1.4).

Коефіцієнт Y_β

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}. \quad (1.21)$$

Ділильний діаметр d_1 і початковий діаметр d_{w1} – діаметри шестерні

$$d_1 = d_{w1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta}, \text{ мм.} \quad (1.22)$$

Окружна швидкість передачі

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_{w1}}{2}, \text{ м/с.} \quad (1.23)$$

Визначаємо по рис. 1.3, б коефіцієнт $K_{F\alpha}$; по рис. 1.5 – коефіцієнт $K_{F\beta}$; по таблиці 1.5 – коефіцієнт динамічного навантаження K_{Fv} .

Для зубів шестерні вчислимо напругу, що допускається, на вигин $[\sigma_F]$. Заздалегідь визначимо значення величин, що входять в цю формулу.

По таблиці 1.6 визначаємо межу вигинистої витривалості зубів $\sigma_{F \text{ lim } b}$. Прийmemo коефіцієнт безпеки $s_F = 1,7 - 2,2$ (більше значення для литих заготовель). Базове число циклів $N_{F0} = 4 \times 10^6$. Еквівалентне число циклів визначаємо

$$N_{FE} = 60 \cdot n_1 \cdot c. \quad (1.24)$$

Перевіряємо виконання вимоги $N_{F0} \geq N_{FE}$. Якщо вимога виконується, тоді $K_{FL} = 1$. Коефіцієнт $K_{Fc} = 1$, приймаємо у відповідності з рекомендацією.

Допустима напруга на вигин $[\sigma_F]$ для зубів шестерні

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b} K_{FL} K_{Fc}}{s_F}, \text{ МПа.} \quad (1.25)$$

Зробимо перевірочний розрахунок зубів шестерні на вигин

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1^3 \cdot \psi_{bd} \cdot m^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа,} \quad (1.27)$$

Де T_1 – момент на шестерне, Нм.

Робимо висновок про міцність зубів передачі на вигин. Перевіримо зуби на пластичну деформацію або крихкий злам при вигині при дії на зуби короткочасного перевантаження. Розрахункова максимальна напруга на вигин зубів, що викликається розрахунковим моментом T_1 . Максимальна напруга, що допускається, на вигин зубів

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_s, \text{ МПа}, \quad (1.28)$$

де σ_s – межа міцності сталі (див. відповідний ДСТУ по властивостям сталі).

Так як короткочасне перевантаження більше номінального в γ раз, тоді

$$\sigma_{F \max} = \gamma \cdot \sigma_F \leq [\sigma_F]_{\max}, \text{ МПа} \quad (1.29)$$

Робимо висновок про міцність зубів на вигин при короткочасному перевантаженні. Визначаємо розміри зубів. Відповідно до ДСТУ коефіцієнт голівок зубів $h_a^* = 1$ і коефіцієнт радіального проміжку $c^* = 0,25$.
Висота голівок зубів

$$h_a = h_a^* \cdot m, \text{ мм.} \quad (1.30)$$

Висота ніжок зубів

$$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m, \text{ мм.} \quad (1.31)$$

Висота зубів

$$h = h_a + h_f, \text{ мм.} \quad (1.32)$$

Ділильний діаметр d , діаметр вершин d_a і діаметр западин d_f :
– для шестерні: d_1 – обчислений раніше;

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a, \text{ мм;} \quad (1.33)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f, \text{ мм;} \quad (1.34)$$

– для колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta}, \text{ мм;} \quad (1.35)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a, \text{ мм;} \quad (1.36)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f, \text{ мм.} \quad (1.37)$$

Робоча ширина зубчатого вінця

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a, \text{ мм.} \quad (1.38)$$

Довідкові дані

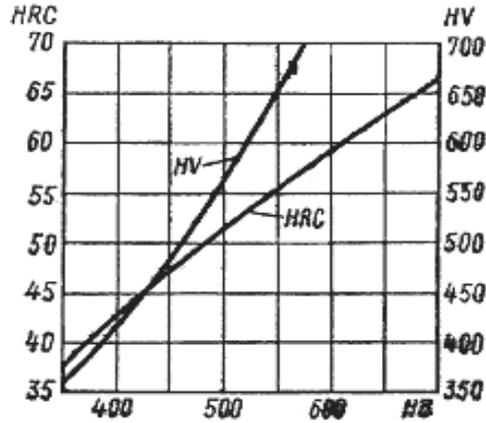


Рисунок 1.2 – Графік перекладу HB в HRC

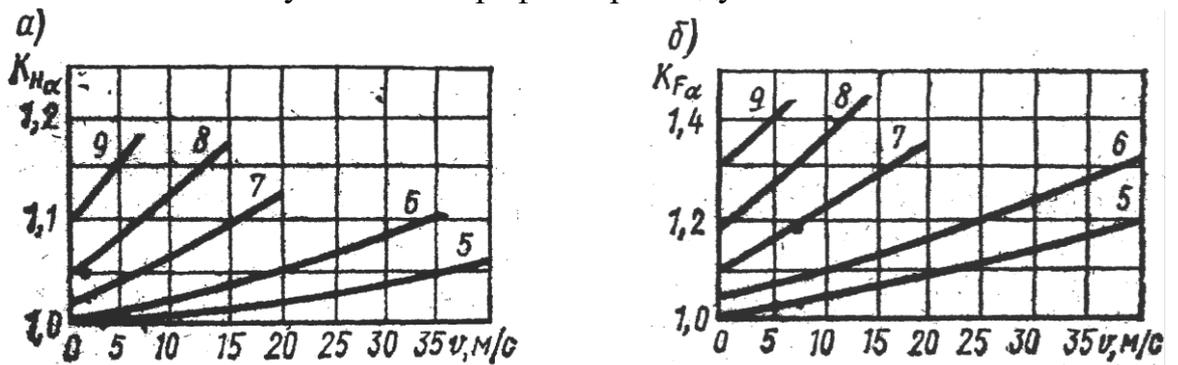


Рисунок 1.3 – Графіки для визначення коефіцієнтів K_{Fa} і K_{Ha}

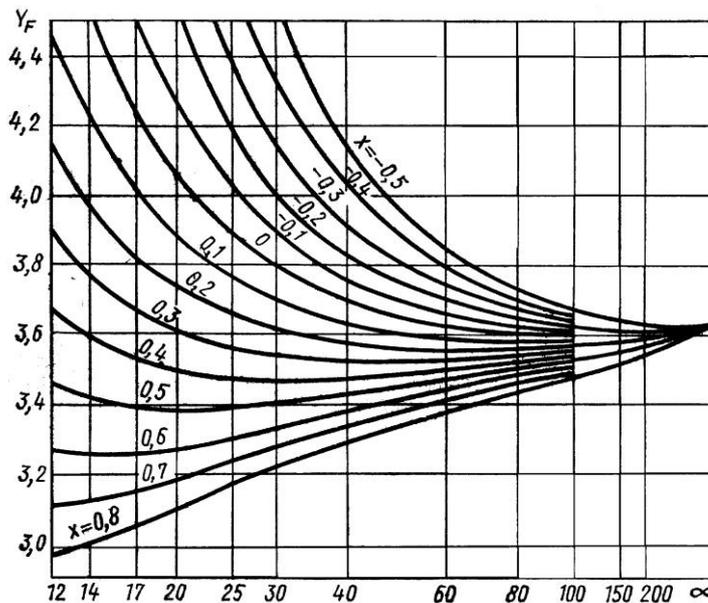


Рисунок 1.4 – Графік для визначення коефіцієнтів форми зуба Y_F

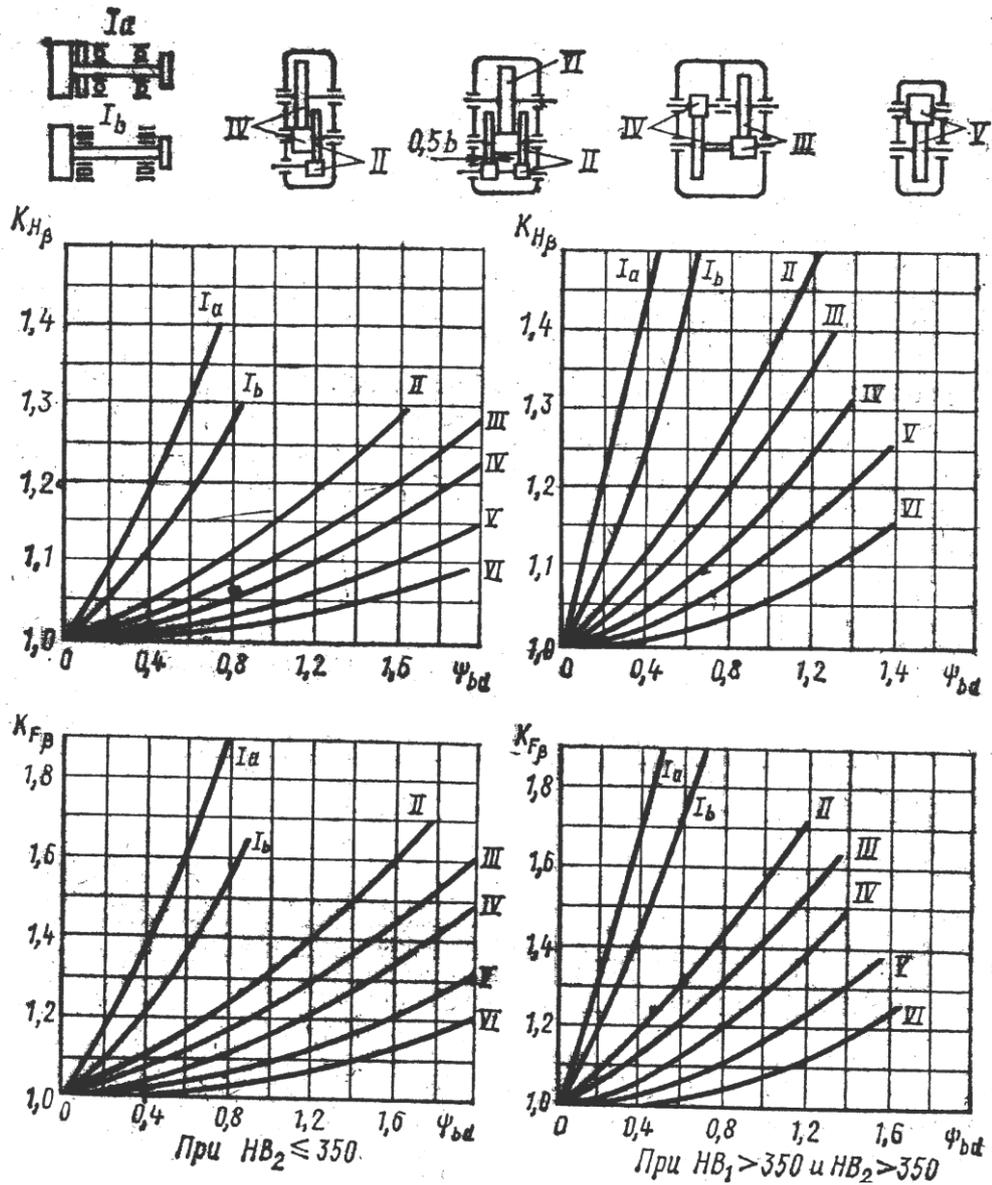


Рисунок 1.5 – Графіки для визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Таблиця 1.2 – Значення міжосьових відстаней a_w , мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
2-й ряд			71	90	112	140	180	225	280	355
1-й ряд	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	
2-й ряд	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240		

Примітка. 1-й ряд слід вважати за краще 2-ому

Таблиця 1.3 – Модуль зуб'єв

1-й ряд	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2-й ряд	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14		18

Таблиця 1.4 – Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{HV}

Міра точності	Твердість поверхонь зубів	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,17</u>	<u>1,23</u>	<u>1,28</u>
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	б	<u>1,02</u>	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,1</u>	<u>1,15</u>	<u>1,18</u>
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7-я	а	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,29</u>	<u>1,36</u>
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	б	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,14</u>	<u>1,19</u>	<u>1,24</u>
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8-я	а	<u>1,04</u>	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,24</u>	<u>1,32</u>	<u>1,4</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	б	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,1</u>	<u>1,16</u>	<u>1,22</u>	<u>1,26</u>
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9-я	а	<u>1,05</u>	<u>1,1</u>	<u>1,2</u>	<u>1,3</u>	<u>1,4</u>	<u>1,5</u>
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	б	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,13</u>	<u>1,2</u>	<u>1,26</u>	<u>1,32</u>
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

Примітка.

1. Твердість поверхонь зубів:

а) $H_1 < \text{HB350}$ і $H_2 < \text{HB350}$ або $H_1 > \text{HRC45}$ і $H_2 < \text{HB350}$;б) $H_1 > \text{HRC45}$ і $H_2 > \text{HRC45}$.2. Значення K_{HV} в чисельнику відносяться до прямозубих передач, а в знаменнику - до косозубих передачТаблиця 1.5 – Значення коефіцієнта динамічного навантаження K_{FV}

Ступінь точності	Твердість поверхонь зубів	$v, \text{ м/с}$					
		1	2	4	6	8	10
1	2	3	4	5	6	7	8
6-я	а	<u>1,06</u>	<u>1,13</u>	<u>1,26</u>	<u>1,4</u>	<u>1,53</u>	<u>1,67</u>
		1,02	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25
1	2	3	4	5	6	7	8
6-я	б	<u>1,02</u>	<u>1,04</u>	<u>1,08</u>	<u>1,11</u>	<u>1,14</u>	<u>1,17</u>
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7-я	а	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,33</u>	<u>1,5</u>	<u>1,67</u>	<u>1,8</u>
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
	б	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,13</u>	<u>1,17</u>	<u>1,22</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8-я	а	<u>1,1</u>	<u>1,2</u>	<u>1,38</u>	<u>1,58</u>	<u>1,78</u>	<u>1,96</u>
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
	б	<u>1,04</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,16</u>	<u>1,21</u>	<u>1,26</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08

9-я	а	<u>1,13</u>	<u>1,28</u>	<u>1,5</u>	<u>1,77</u>	<u>1,98</u>	<u>2,25</u>
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
	б	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,27</u>	<u>1,34</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

Примітка. 1. Твердість поверхонь зубів:
а) $H_1 < HB350$ і $H_2 < HB350$ або $H_1 > HRC45$ і $H_2 < HB350$; б) $H_1 > HRC45$ і $H_2 > HRC45$.
2. Значення K_{FV} в чисельнику відносяться до прямозубих передач, а в знаменнику - до косозубих передач

Таблиця 1.6 – Межі витривалості σ_{Flimb}

Вид термообробки і марки сталі	Твердість зубів HRC		σ_{Flimb} , МПа
	на поверхні	в серцевині	
Цементування легованих сталей: вміст Ni більш 1%, Cr 1% і менш (наприклад, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А) сталі марок 18 ХТГ, 30ХТГ, 12Х2Н4А та ін.	57 ... 63	32 ... 45	950
	57 ... 63	32 ... 45	800
Нітроцементация легованих сталей: 25 ХГМ 25ХГТ, 30ХГТ та ін.	57 ... 63	32 ... 45	1000
	57 ... 63	32 ... 45	750
Загартування при нагріві ТВЧ по уському контуру: сталі зниженій прожарюваній (наприклад, 55ПП) сталі марок 60ХВ, 60Х, 60ХН та ін. сталі марок 35ХМА, 40Х, 40ХН та ін.	58 ... 62	28 ... 35	900
	54 ... 60	25 ... 35	700
	48 ... 60	25 ... 35	600
Нормалізація або поліпшення	НВ	180 ... 350	1,35НВ + 100
Азотування легованих сталей	–	24 ... 40	18HRC _{сердц} + 50

Тема 2. Розрахунок і проектування черв'ячної передачі.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Яке призначення черв'ячної передачі, перерахуйте переваги і недоліки черв'ячної передачі

2. Назвіть матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса

3. Чому вінець черв'ячного колеса виготовляють з бронзи або з чавуну?

4. Для якого черв'ячного редуктора передаточне число буде мати більше числове значення?

а. $z_1=1$; $z_2=40$;

в. $z_1=4$; $z_2=40$

5. Який з редукторів, що приведені в запитанні 5, має вище числове значення ККД? (при однакових матеріалах пари і рівних умовах експлуатації)

6. По яким параметрам можна перевірити якість регулювання черв'ячного редуктора?

7. З якою метою корпуси більшості черв'ячних редукторів мають велику кількість ребер?

8. Вкажіть способи установки підшипників кочення на вал-черв'як.
 9. Як визначаються основні геометричні параметри черв'яка і черв'ячного колеса?

2. Індивідуальне тестування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати черв'ячну передачу (рис. 2.1) по наступним вихідним даним: повний момент на колесі T_{21max} , Нм. Термін служби передачі L_h (легкий режим роботи механізму). Коефіцієнти річного і добового використання крану відповідно рівні: $K_T = 0,25$; $K_c = 0,33$. Передатне число u ; частота обертання колеса n_2 , обертів/хвил; число заходів z_1 . Передача - реверсивна. Характер графіку навантаження - див. рис. 2.1, *a*, *b*, *c*. Початкові дані для розрахунку згідно заданого варіанту прийняти по таблиці 2.1.

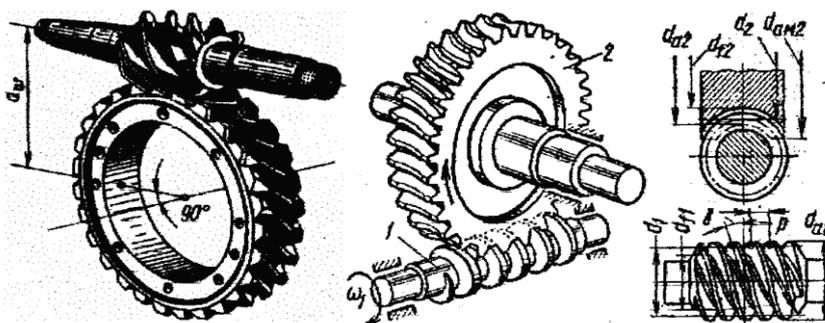


Рисунок 2.1 – Черв'ячна передача

Таблиця 2.1 – Вихідні данні

№ варіанта	T_{21max} , Н м	u	Число заходів черв'яка z_1	n_2 , хв ⁻¹	L_h , ч	t_o , °С	Графік навантаження (рис. 1.2)
1	2	3	4	5	6	7	8
1	520	31	1	100	5 000	-10	<i>a</i>
2	510	28	1	120	5 200	-5	<i>b</i>
3	500	25	1	140	5 400	0	<i>c</i>
4	490	22,5	2	160	5 600	5	<i>a</i>
5	480	20	2	180	5 800	10	<i>b</i>
6	470	18	2	200	6 000	15	<i>c</i>
7	460	16	2	220	6 200	20	<i>a</i>
8	450	14	2	240	6 400	25	<i>b</i>
9	440	12,5	4	260	6 600	30	<i>c</i>
10	430	10	4	280	6 800	35	<i>a</i>
11	420	63	1	10	7 000	40	<i>b</i>
12	410	56	1	20	7 200	45	<i>c</i>
13	400	50	1	40	7 400	50	<i>a</i>

№ варіанта	T_{21max} , Н м	u	Число заходів черв'яка z_1	n_2 , хв ⁻¹	L_h , ч	t_0 , °С	Графік навантаження (рис. 1.2)
1	2	3	4	5	6	7	8
14	390	45	1	60	7 500	40	b

Розв'язування

1. Прийmemo: матеріал вінця черв'ячного колеса - наприклад, бронза БрОФ 10-1 ОСТ 1.90054-72 ($\sigma_b = 260$ МПа, $\sigma_T = 150$ МПа); черв'яка - сталь 45 ($\sigma_b = 700$ МПа, $\sigma_T = 350$ МПа) з твердістю НВ 250...300, шліфована; коефіцієнт навантаження $K=1,3$. Максимальний (піковий) момент обмежується запобіжною муфтою і рівний $T_{2II} = 2T_{21max}$.

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 K \cdot T_{21max} }, \text{ мм}, \quad (2.1)$$

де

$$z_2 = z_1 u;$$

$$[\sigma_H] = 0,75 \cdot \sigma_b \sqrt[8]{ \frac{10^7}{N_{HE}} }; \quad (2.2)$$

N_{HE} – еквівалентне число циклів вантажень

$$N_{HE} = 60n_2 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{21max}} \right)^4 L_{hi}, \text{ циклів}, \quad (2.2)$$

L_h – число годин роботи

$$L_h = 365 \cdot 24 K_r K_c \frac{15\%}{100}, \text{ год.}$$

Приймаємо a_w по ДСТУ.

Для черв'ячних циліндричних передач з кутом схрещування осей черв'яка і колеса, рівним 90° , нормалізовані: довжина нарізаної частини черв'яка b_1 (таблиці 2.2); ділильні кути підйому γ різьблення черв'яка і нахилу зубів колеса (таблиці 2.3); міжосьові відстані a_w , мм (таблиця 2.4).

2. Модуль m

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}, \text{ мм.} \quad (2.3)$$

Модулі передач m , мм, нормалізовані (часткове витягання): 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0.

Прийняти найближче значення. Для уніфікації стандартного інструменту, вживаного при нарізуванні черв'яків і черв'ячних коліс, відношення ділильного діаметру d_1 черв'яка до розрахункового модуля тонни, що називається коефіцієнту діаметру черв'яка q , обмежують по СТ СЭВ 266-76 в межах $q \geq 0,25z_2$, $q = 6,3 \dots 25$.

Цим стандартом встановлений два ряди значень q (таблиця 2.5).
Перевірка зуба на міцність по вигину

$$\sigma_F = \frac{Y_{F2} \cdot K \cdot F_{t2} \cdot \cos \gamma}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F, \text{ МПа}, \quad (2.4)$$

де
$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{21\max}}{m \cdot z_2}.$$

Коефіцієнт форми зуба Y_{F2} вибрати приймають залежно від еквівалентного числа зубів z_{v2} (таблиця 2.6)

Напруга вигину, що допускається

$$[\sigma_{-1F}] = 0,16 \cdot \sigma_b \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \text{ МПа}, \quad (2.6)$$

де
$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{21\max}} \right)^9 L_{hi}.$$

При $N_{FE} < 10^6$ приймаємо $\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 1.$

Перевірка зуба на міцність по піковому моменту

$$\sigma_{F\Pi} = \sigma_F \frac{T_{2\Pi}}{T_{21\max}} \leq [\sigma_{F\Pi}] = 0,8 \cdot \sigma_T, \text{ МПа}. \quad (2.7)$$

Коефіцієнт зміщення інструменту

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (2.8)$$

Розміри черв'яка

- ділильний діаметр

$$d_1 = qm, \text{ мм}; \quad (2.9)$$

- діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* \cdot m), \text{ мм}, \quad (2.10)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки, $h_a^* = 1$;

- діаметр впадин черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m, \text{ мм}, \quad (2.11)$$

де c^* – коефіцієнт радіального зазора, $c^* = 0,2$;

- початковий діаметр черв`яка

$$d_w = (q + 2x)m, \text{ мм}; \quad (2.12)$$

- довжина нарізної частини черв`яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25, \text{ мм}; \quad (2.13)$$

- крок і хід черв`яка

$$P = \pi m. \quad (2.14)$$

Розмір колеса:

- делільний діаметр

$$d_2 = mz_2, \text{ мм}; \quad (2.15)$$

- середний діаметр вершин зубців черв`ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x), \text{ мм}; \quad (2.16)$$

- середний діаметр впадин черв`ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x), \text{ мм}; \quad (2.17)$$

- найбільший діаметр черв`ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}, \text{ мм}; \quad (2.18)$$

- ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}, \text{ мм}. \quad (2.19)$$

Зусилля, що діє в зацепленні:

– окружна сила на колесі F_{t2} , дорівнює осевій силі на черв`яке F_{a1} , Н;

– радіальна сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$, Н;

– осева сила на колесі, дорівнює окружній на черв`яке F_{t1} ,

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho), \text{ Н}. \quad (2.20)$$

Кут ρ обрано відповідно таблиці 7.7 по швидкості скольження, дорівнює

$$v_{ск.} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}, \text{ м/с}, \quad (2.21)$$

где n_1 – частота обертання черв`яка

$$n_1 = n_2 \cdot u, \text{ мин}^{-1}.$$

По швидкості ковзання призначаємо ступінь точності передачі і вид сполучення, наприклад, 7-С СТ СЕВ 211-76.

Перевірка коефіцієнта навантаження $K = K_\beta \cdot K_v$:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x), \quad (2.22)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, обирається по таблиці довідкових даних;

x – відношення середнього крутного момента до максимального

$$x = \frac{T_{cp}}{T_{1max}} = \frac{\sum T_{1i} L_{hi} n_{1i}}{\sum L_{hi} n_{1i}} \cdot \frac{1}{T_{1max}}. \quad (2.23)$$

Так як частота обертання черв'яка постійна і відношення моментів на черв'яке дорівнюють відношенню моментів на колесі, тоді

$$x = \sum \frac{T_{2i}}{T_{21max}} \cdot \frac{L_{hi}}{L_h}. \quad (2.24)$$

При швидкості ковзання v_{ck} коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження K_{Hv} , приймають: при $v \leq 3$ м/с $K_{Hv} = 1$; при $v > 3$ м/с $K_{Hv} = 1 \dots 1,3$.

Коефіцієнт навантаження $K = K_{\beta} \cdot K_v$.

Коефіцієнт корисної дії

$$\eta = 0,96 \frac{tg \gamma}{tg(\gamma + \rho)}, \quad (2.25)$$

де γ – кут підйому різьблення черв'яка;

ρ – приведенний кут тертя, відповідно до таблиці 2.10.

Перевірка тіла черв'яка на міцність.

Прийmemo відстань між опорами черв'яка $l = d_2$ мм. Напруження в тілі черв'яка

$$\sigma_{F1} = \frac{M_E}{0,1 \cdot d_{f1}^3}, \text{ МПа}, \quad (2.26)$$

де $M_E = \sqrt{M_F^2 + T_1^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1} \cdot l}{4} \right)^4 + \left(\frac{F_r \cdot l}{4} + \frac{F_{t2} \cdot d_1}{4} \right)^2} + T_1^2$, Н мм,

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}, \text{ Н мм.}$$

Перевірка черв'яка на жорсткість

$$\frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}}{48E \cdot I_{np.}} \leq [f] = 0,01 \cdot m, \text{ мм,} \quad (2.27)$$

де приведений момент інерції черв'яка

$$I_{np.} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \text{ мм}^4. \quad (2.28)$$

Проверка на нагрів.

Так як передача працює в повторно-короткочасному режимі, розрахунок ведемо по середньому теплу, що виділяється за одиницю часу, т.е. $Q^x = Q \cdot 15 \%$,

$$t = t_0 + \frac{N_1(1-\eta)ПВ}{K_T A(1+\psi) \cdot 100}, \text{ } ^\circ\text{С,} \quad (2.29)$$

де ПВ – тривалість включення механізму, ПВ = 15 %;

A – поверхня охолодження: $A = 20 a_w^2 \text{ м}^2$;

K_T – коефіцієнт теплопередачі, $K_T = 16 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$;

ψ – коефіцієнт, що враховує тепловідвід в плиту; $\psi = 0,2$;

t_0 – температура навколишнього середовища, $^\circ\text{С}$;

$$N_1 = T_1 \omega_1 = T_1 \omega_2 u, \text{ Вт.}$$

Довідкові матеріали

Таблица 2.2 – Довжина нарізаної частини черв'яка

x	z ₁	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10,5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,17z_2)m$
1,0 і більше	$b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$

Таблиця 2.3 – Ділильні кути підйому γ різьблення черв'яка і нахилу зубів колеса

z_1	q						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	3,576° (3°34'35")	4,086° (4°05'08")	4,764° (4°45'49")	5,711° (5°42'38")	6,340° (6°20'25")	7,125° (7°07'30")	7,595° (7°35'41")
2	7,125° (7°07'30")	8,130° (8°07'48")	6,462° (9°27'44")	11,310° (11°18'36")	12,529° (12°31'44")	14,036° (14°02'10")	14,931° (14°55'53")
4	14,036° (14°02'10")	15,945° (15°56'43")	18,435° (18°25'06")	21,801° (21°48'05")	23,962° (23°57'45")	26,565° (26°33'54")	28,072° (28°04'21")

Таблиця 2.4 – Міжосьові відстані a_w , мм

1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд						140	180	225	280	355	450	

Примітка 1-й ряд віддати перевагу 2-ому

Таблиця 2.5 – Коефіцієнт діаметра черв'яка q (СТ СЭВ 266-76)

1-й ряд	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
2-й ряд	7,1	9,0	11,2	14,0	18,0	22,4	–

Таблиця 2.6 – Коефіцієнт фори зуба Y_{F2}

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

Таблиця 2.7 – Залежність кута тертя від швидкості ковзання (черв'як сталевий, колесо бронзове)

$v_{ск}$, м/с	φ'	$v_{ск}$, м/с	φ'
0,01	5°40' ... 6°50'	2,5	1°40' ... 2°20'
0,1	4°30' ... 5°10'	3,0	1°30' ... 2°00'
0,5	3°10' ... 3°40'	4,0	1°20' ... 1°40'
1,0	2°30' ... 3°10'	7,0	1°00' ... 1°30'
1,5	2°20' ... 2°50'	10,0	0°55' ... 1°20'
2,0	2°00' ... 2°30'		

Таблиця 2.8 – Коефіцієнт деформації черв'яка θ в залежності від z_1 і q

Z_1	q						
	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	152
3	40	51	61	76	89	110	134
4	37	47	58	70	82	101	123

Таблиця 2.9 – Міри точності силових черв'ячних передач

Міра точності	v_2 , м/с, не більше	Обробка	Застосування
		7	10

Міра точності	v_2 , м/с, не більше	Обробка	Застосування
		під навантаженням	габаритів
8	5	Черв'як з $HV < 350$ нешліфований. Колесо нарізують нешліфованою черв'ячною фрезою або "летючкою". Обробка під навантаженням	Передачі середньошвидкісні з середніми вимогами до шуму, габаритів і точності
9	2	Черв'як з $HV \leq 350$ нешліфований. Колесо нарізують будь-яким способом	Передачі низькошвидкісні, короткочасно працюючі і ручні зі знизженими вимогами

Тема 3. Розрахунок ланцюгової передачі.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Класифікація, конструктивні особливості і матеріали ланцюгових передач.
2. Основні геометричні та кінематичні характеристики ланцюгової передачі, їх співвідношення.
3. Яка конструкція роликів і втулкового ланцюга?
4. Чому при високих швидкостях рекомендують ланцюги з малим кроком?
5. Чим викликана нерівномірність руху приводних ланцюгів і чому вона зростає зі збільшенням кроку?
6. Чим обумовлені обмеження мінімального числа зубів малої зірочки і максимального числа зубів великої зірочки?
7. Чому при визначенні довжини ланцюга рекомендують приймати парне число ланок?
8. Чим викликана необхідність у застосуванні натяжних пристроїв у ланцюгових передачах?
9. У яких випадках застосовують багаторядні роликів ланцюги?
10. Що є основним критерієм працездатності ланцюгових передач?

2. Індивідуальне тестування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати передачу роликів ланцюгом (рис. 3.1) для приводу шпинделя токарного автомата за наступними даними: потужність на провідній зірочці N_1 , кВт, частота обертання веденої зірочки n_2 , хв.⁻¹, передатне число передачі u , міжосьова відстань не більше a , мм, регулювання передачі робиться зміщенням осі провідної зірочки, навантаження - K_d , мастило - періодичне, робота - k змінний, лінія центр

зірочка нахилений до горизонт під кут α° . Початкові дані - таблиця 3.1 (по варіантах).

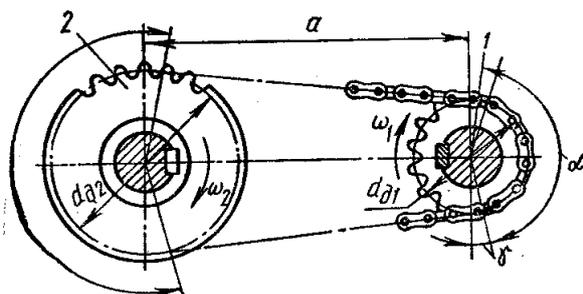


Рисунок 3.1 – Ланцюгова передача

Таблиця 3.1 – Вихідні данні

№ варіанта	n_1 , кВт	n_2 , хв ⁻¹	u	a , мм	k	Умови роботи передач K_D
1	2	3	4	5	6	7
1	5,6	910	1,12	500	1	СУ
2	6,0	920	1,25	550	2	НТ
3	6,4	930	1,4	600	3	СН
4	5,8	940	1,6	650	1	СУ
5	7,2	960	1,8	700	2	НТ
6	7,6	970	2,0	725	3	СН
7	8,0	980	2,24	750	1	СУ
8	8,4	990	2,5	775	2	НТ
9	8,8	850	2,8	800	3	СН
10	9,2	900	3,15	825	1	СУ
11	9,6	950	3,55	850	2	НТ
12	10,0	1000	4,0	875	3	СН
13	9,7	1100	4,5	900	1	СУ
14	9,4	1050	5,0	925	2	НТ

Примітка. СУ – сильні удари; НТ – навантаження з поштовхами; СН – спокійне навантаження

Розв'язування

1. По таблиці 3.2 приймаємо число зубів малої зірочки z_1 залежно від передатного числа u .

2. Визначаємо число зубів веденої зірочки

$$z_2 = z_1 u. \quad (3.1)$$

3. Знаходимо коефіцієнт, що враховує умови експлуатації

$$K_e = K_D K_\alpha K_{рег} K_{см} K_{реж} K_H, \quad (3.2)$$

де K_D - коефіцієнт, що враховує динамічність навантаження: при спокійному навантаженні $K_D=1$, при навантаженні з поштовхами $K_D=1,2 \dots 1,5$, при сильних ударах $K_D=1,8$;

K_α - коефіцієнт, що враховує довжину ланцюга (міжосьова відстань):

– при $a = (30 \dots 50)P$,

$K_a = 1$; при $a < 25P$, $K_a = 1,25$, при $a = (60 \dots 80)P$, $K_a = 0,9$;

$K_{рег}$ - коефіцієнт, що враховує регулювання передачі:

- для передач з регулюванням положення осі однієї із зірочок $K_{рег} = 1$,
- для передач з відтяжними зірочками або нажимними роликами

$K_{рег} = 1,1$,

- для передач з нерегульованими осями зірочок $K_{рег} = 1,25$;

$K_{см}$ - коефіцієнт, що враховує характер мастила:

- при мастилi в масляній ванні або від насоса $K_{см} = 0,8$,
- при краплинному мастилi $K_{см} = 1$, при періодичному мастилi $K_{см} = 1,5$;

$K_{реж}$ - коефіцієнт, що враховує режим роботи передач:

- при однозмінній роботі $K_{реж} = 1$;
- при двозмінній $K_{реж} = 1,25$;
- при тризмінній $K_{реж} = 1 > 45$;

K_H - коефіцієнт, що враховує нахил передачі:

- при нахилі лінії центрів зірочок під кутом до горизонталі до 60° $K_H = 1$,
- при нахилі, більшому 60° , - $K_H = 1,25$.

Якщо $K_e > 3$, слід змінити (поліпшити) конструкційні та експлуатаційні умови роботи передачі.

4. Визначаємо частоту обертання провідної зірочки

$$n_1 = n_2 \cdot u \text{ хв}^{-1}. \quad (3.3)$$

5. Середнє значення тиску, що допускається, в шарнірах $[q_0]$ при n_1 , обер/хв. - по таблиці. 3.3, наприклад

$$[q_0] = \frac{23,7 + 20,6 + 18,1 + 14,7}{4} = 19,3 \text{ МПа}. \quad (3.4)$$

6. Визначаємо орієнтовне значення кроку ланцюга, приймаючи число рядів ланцюга m

$$P = 5983 \sqrt{\frac{N \cdot K_9}{z_1 \cdot n_1 \cdot [q_0]}}, \text{ мм}. \quad (3.5)$$

Т.к. середнє значення $[q_0]$ прийнято при коефіцієнті $K_a = 1$, вчислене значення кроку є орієнтовним. Для визначення оптимального значення кроку задаємося трьома суміжними кроками ланцюга ПР по ДСТУ 13568-75 і розрахунки зведемо в наступну таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Підсумкові розрахунки

Обумовлені величини і розрахункові рівняння	Шаг ланцюга P , мм			Примітка (приблизне визначення шагів при розрахунку)
	12,7	15,875	19,05	
1	2	3	4	5
Характеристика ланцюга по табл.3.4				
Руйнівне навантаження Q , Н	17658	22563	24525	(проставте свої значення)
Ширина внутрішньої ланки B , мм	11,30	13,28	17,75	(проставте свої значення)
Діаметр осі d , мм	4,45	5,08	5,96	(проставте свої значення)
Маса одного погонного метра ланцюга q , кг/м	0,71	0,96	1,52	(проставте свої значення)
Проекція опорної поверхності шарніра $A = Bd$, мм ²				
Середня швидкість ланцюга $v = \frac{z \cdot P \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$				
Число ланок ланцюга або довжина ланцюга, виражена в кроках $w = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$				
Допустима частота обертання меншою зірочки по табл. 8.5, об/хв				Умова $n1_{\max} \leq [n1_{\max}]$ виконується чи не виконується
Число ударів ланцюга в секунду $v = \frac{z \cdot n}{30 \cdot \omega} \text{ 1/с}$				
Допустиме значення по табл. 3.6, 1/с				
Корисне робоче зусилля $F_t = \frac{1000 \cdot N}{v}$				
Уточнюємо коефіцієнт K_a , для чого визначаємо міжосьова відстань, виражене в кроках	P	P	P	
Значення K_a можливо прийняти	0,8	1,0	1,0	
Уточнюєм значення K_s тільки для ланцюга з P (приклад, $P = 12,7$ мм) $K'_s = K_s \cdot 0,8$				
Тиск в шарнірах ланцюга $q_t = \frac{F_t \cdot K_s}{A}, \text{ МПа}$				
Допустиме значення $[q_0]$ по табл. 3.3, МПа				
Натяг від відцентрових сил $S_v = q \cdot v^2, \text{ Н}$				

Обумовлені величини і розрахункові рівняння	Шаг ланцюга P , мм			Примітка (приблизне визначення шагів при розрахунку)
	12,7	15,875	19,05	
1	2	3	4	5
Натяг від провисання ланцюга при $K_f = 2 S_q = K_f \cdot q \cdot a \cdot g$, Н				
Розрахунковий коефіцієнт безпеки $s = \frac{Q}{K_D \cdot F_t + S_v + S_q}$				
Допустиме значення $[s]$ по табл. 3.7				
Навантаження на вали при $K_B = S_B = K_B \cdot F_t$				
Стріла попереднього провисання гілки $f = 0,02a$, мм				

Робимо висновки за виконаними розрахунками. Наприклад, для заданих умов роботи визначаємо придатність усіх ланцюгів вказаних кроків. Доцільніше ланцюг з великим кроком P , оскільки вона забезпечує найменший тиск в шарнірах, має найбільший запас міцності і чинить найменший тиск на вали. Виходячи з цих міркувань, можна прийняти ланцюг ПР-ХХ-ХХХХ (ДСТУ 13568-75); виходячи з найменших габаритів передачі і вартості, слід прийняти менший ланцюг ПР-ХХ-ХХХХ (ДСТУ 13568-75).

Довідкові дані

Таблиця 3.2 – Рекомендованих чисел зубів малої зірочки

Тип ланцюга	z_1 , при передатному відношенні						
	1 ... 2	2 ... 3	3 ... 4	4 ... 5	5 ... 6	> 6	z_{min}
Втулочна і ролікова	31 ... 27	27 ... 25	25 ... 23	23 ... 21	21 ... 17	15 ... 13	13 (9)
Зубчата	35 ... 32	32 ... 30	30 ... 27	27 ... 23	23 ... 19	19 ... 17	17 (13)

Таблиця 3.3 – Значення допустимого тиску $[q]$ для втулочних и ролікових ланцюгів при $z_1 = 15 \dots 30$

Частота обертання меншої зірочки n_1 , об/хв (не більше)	Значення $[q]$, МПа, при кроці ланцюга P , мм			
	12,7 ... 15,87	19,05 ... 25,4	31,75 ... 38,1	44,45 ... 50,8
1	2	3	4	5
50	34,3	34,3	34,3	34,3
200	30,9	29,4	28,1	25,7
400	28,1	25,7	23,7	20,6
600	25,7	22,9	20,6	17,2
800	23,7	20,6	18,1	14,7
1000	22,0	18,6	16,3	–
1200	20,6	17,2	14,7	–
1600	18,1	14,7	–	–
2000	16,3	–	–	–
2400	14,7	–	–	–
2800	13,4	–	–	–

Таблиця 3.4 – Ланцюги приводні однорядні, мм

Позначення ланцюгів	Основні параметри					Габаритні розміри, не більше			
	P	B , не менше	D	d	Q , кН, не менше	b	B	l	q
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
<i>Нормальні ланцюги ПР</i>									
ПР-8-460	8	3,00	5,00	2,31	4,6	7,11	4,77	11,7	0,18
ПР-9,525-900	9,525	5,72	6,35	3,28	9,0	8,26	8,53	16,8	0,41
ПР-12,7-900	12,7	3,30	7,75	3,66	9,0	9,91	5,80	11,7	0,31
ПР-12,7-1800-1	12,7	5,40	8,51	4,45	1,8	11,81	8,90	18,2	0,62
ПР-12,7-1800-2	12,7	7,75	8,51	4,45	1,8	11,81	11,30	20,9	0,71
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	2,3	14,73	10,11	20,1	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	2,3	14,73	13,28	23,7	0,96
ПР-19,05-2500	19,05	12,7	11,92	5,96	2,5	18,08	17,75	30,6	1,52
ПР-25,4-5000	25,4	15,88	15,88	7,95	5,0	24,13	22,61	38,5	2,57
ПР-31,75-7000	31,75	19,05	19,05	9,55	7,0	30,18	27,46	46,0	3,73
ПР-38,1-10000	38,1	25,40	22,23	11,22	10,0	36,10	35,46	56,9	5,50
ПР-44,45-13000	44,45	25,40	25,40	12,75	13,0	42,24	37,19	61,3	7,50
ПР-50,8-16000	50,8	31,75	28,58	14,29	16,0	48,26	44,00	69,0	9,40
ПР-50,8-16000 a	50,8	31,00	30,00	15,83	16,0	48,26	45,21	72,0	9,70
<i>Посилені ланцюги ПРУ</i>									
ПРУ-19,05-3200	19,05	12,7	11,91	5,96	3,2	18,08	17,75	30,6	1,52
ПРУ-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,95	6,0	13	33,61	38,5	2,57
ПРУ-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	9,55	8,9		27,46	46,0	3,73
ПРУ-38,1-12700	38,1	25,40	22,23	11,12	12,7		35,46	56,9	5,50
ПРУ-44,45-17200	44,45	25,40	25,40	12,72	17,2		37,19	61,3	7,50
ПРУ-50,8-22700	50,8	31,75	28,58	14,29	22,7		46,21	72,0	9,70
ПРУ-63,5-35400	63,5	38,10	39,80	19,86	35,4		54,29	89,0	16,0

Таблиця 3.5 – Найбільші допустимі частоти обертання (хв^{-1}) малої зірочки для роликів ланцюгів загального призначення

Число зубів малої зірочки	$n_{1 \max}$ при кроці ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
1	2	3	4	5	6	7	8	9
15	2300	1900	1350	1150	1000	750	650	600
19	2400	2000	1450	1200	1050	800	700	650
23	2500	2100	1500	1250	1100	800	750	650
27	2500	2150	1550	1300	1100	850	750	700
30	2600	2200	1550	1300	1100	850	750	700

Таблиця 3.6 – Допустиме число ударів [v] за секунду

Тип ланцюга	Крок ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Роликівий	40	30	25	20	16	14	12	10
Зубчатий	60	50	40	25	20	–	–	–

Таблиця 3.7 – Допустиме значення коефіцієнта безпеки для ланцюгів

Крок ланцюга P , мм	Значення $[s]$ при частоті обертання малої зірочки, не більше										
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
<i>Зубчаті ланцюги (при $z = 17 \dots 35$)</i>											
12,7 ... 15,785	20	22	24	26	29	31	33	37	42	46	51
19,05 ... 25,4	20	23	26	30	33	36	40	46	53	–	–
31,75	20	26	32	36	41	46	51	–	–	–	–
<i>Роликові ланцюги</i>											
12,7 ... 15,875	7	7,8	8,5	9,9	10,2	11	11,7	13,2	14,8	16,3	18
19,05 ... 25,40	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	–	–	–
31,75 ... 38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	19,5	–	–	–	–
44,45 ... 50,80	7	9,3	11,7	14	16,3	–	–	–	–	–	–

Таблиця 3.8 – Коефіцієнт навантаження K_B

Навантаження	Передача	
	Горизонтальна або з кутом нахилу до 40°	вертикальна або з кутом нахилу більше 40°
Спокійна	1,15	1,05
Ударна	1,30	1,15

Тема 4. Розрахунок пасової передачі.

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. Наведіть переваги і недоліки пасових передач порівняно з іншими типами передач.
2. Переваги і недоліки окремих типів пасів.
3. Наведіть класифікацію пасових передач.
4. Які матеріали використовуються для виготовлення пасів?
5. Для чого роблять попередній натяг пасів?
6. Поясніть механізм пружного ковзання пасів.
7. Які напруження виникають у пасі при його роботі?
8. Поясніть побудову кривих ковзання.
9. Що таке тягова здатність паса?
10. Як визначити тиск пасів на вали?
11. Як розрахувати паси на довговічність?
12. Який порядок розрахунку пасів?

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати клиноремінну передачу (рис. 4.1) фрезерного верстата. Двигун - асинхронний короткозамкнутий. Передавальна потужність

N , кВт, частота обертання провідного шківів n_1 , об/хв, частота обертання веденого шківів n_2 , об/хв. міжосьову відстань прийняти a , мм. Пускове навантаження до $B\%$ нормальною, робоче навантаження з незначними поштовхами. Робота двозмінна. Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 4.1.

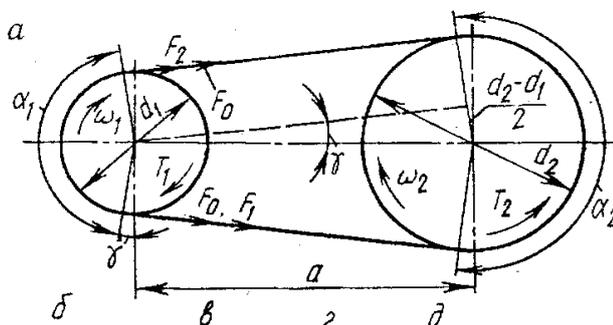


Рисунок 4.1 – Ременна передача

Таблиця 4.1 – Вихідні данні

№ варіанта	N , кВт	n_1 , хв ⁻¹	n_2 , хв ⁻¹	a , мм	Пускове навантаження до % номінальної
1	2	3	4	5	6
1	3,8	1120	280	560	120
2	4,0	1200	300	600	150
3	4,2	1280	320	640	200
4	4,4	1360	340	680	300
5	4,6	1440	360	720	120
6	4,8	1140	380	760	150
7	5,0	1200	400	800	200
8	5,2	1260	420	840	250
9	5,4	1320	440	880	120
10	5,6	1380	460	920	150
11	5,8	1440	480	960	200
12	6,0	1500	500	1000	250
13	5,9	1470	490	970	120
14	5,7	1410	470	940	150

Розв'язування

1. З таблиці 4.2 витікає, що одну і ту ж потужність при цій швидкості можна передати ременями перерізів O, A, B, C, D . Доцільно брати менші перерізи, оскільки при прийнятому діаметрі меншого шківів D_1 можна отримати великі значення відношення D_1/h , а отже, знизити напругу вигину і істотно збільшити довговічність ременів. Для визначення оптимальних параметрів передачі робимо розрахунки для усіх рекомендованих перерізів.

2. Приймаємо діаметр меншого шківів по таблиці 4.3. Діаметри шківів: для плоскоремених передач по ДСТУ 17383-72 (витягання): 50, 63, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500; для кліноремених передач - по ДСТУ 20889-75. За цими ж стандартами приймаються інші розміри шківів, причому менше з допустимих значень у

зв'язку з тим, що міжосьова відстань обмежена умовами завдання. D_A, D_B, D_n , мм.

3. Визначаємо швидкість ременя для усіх вибраних перерізів

$$v_n = \frac{\pi \cdot D_{1n} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с.} \quad (4.1)$$

Перевірити, чи виходять ці швидкості з меж рекомендованих швидкостей для даних перерізів (таблиці 4.2).

4. Знаходимо передатне число передачі

$$u = \frac{n_1}{n_2}. \quad (4.2)$$

5. Визначуваний діаметр більшого шківів для кожного з перерізів ременя, що розраховуються, приймаючи коефіцієнт пружного ковзання $\zeta = 0,01$,

$$D_{2n} = D_{1n} \cdot u \cdot (1 - \zeta), \text{ мм.} \quad (4.3)$$

6. По ДСТУ 17383 (таблиці 4.3) приймаємо діаметри шківів для перерізів, що розраховуються

$$\begin{aligned} n - D_{n2}, \text{ мм,} \\ (n - 1) - D_{(n-1)2}, \text{ мм,} \\ (n + 1) - D_{(n+1)2}, \text{ мм.} \end{aligned}$$

7. По стандартних значеннях діаметрів шківів визначаємо дійсні частоти обертання валів

$$n_{2n} = (1 - \zeta) \frac{D_{1n} \cdot n_1}{D_{2n}}, \text{ мин}^{-1}. \quad (4.4)$$

8. Уточнюємо передавальне число

$$u_n = \frac{n_1}{n_{2n}}. \quad (4.5)$$

9. З (таблиці 4.4) виписуємо розміри розраховуються перетинів:

Зріз	b_0	h	b_p	$A, \text{ мм}^2$
$n - 1$				
n				
$n + 1$				

10. Перевіряєм умови:

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h, \text{ мм} \quad . \quad (4.6)$$

- для перетину $n - 1$ _____ мм $\geq a \geq$ _____ мм;
- для перетину n _____ мм $\geq a \geq$ _____ мм;
- для перетину $n + 1$ _____ мм $\geq a \geq$ _____ мм.

Два варіанти можуть відпасти з тієї причини, що рекомендований міжосьова відстань не перевищує заданого за умовою завдання a , мм. Визначимо інші параметри передачі для решти вибраних перетинів.

11. Довжина ременя

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}, \text{ мм.} \quad (4.7)$$

По таблиці 4.5 приймаємо розрахункову довжину, найближчу до обчисленої l , мм. Оскільки стандартна і обчислена довжина збільшуються лише на x , мм (до 25 мм), міжосьова відстань не уточнюємо або уточнюємо (при l більше 25 мм). Натяг ременя проводиться переміщенням двигуна.

12. Визначаємо число пробігів ременя

$$v = \frac{v}{l} < [v] = 5. \quad (4.8)$$

13. Кут обхвату

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ, \text{ град.} \quad (4.9)$$

14. кута обхвату

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha). \quad (4.10)$$

15. Коефіцієнт швидкості

$$C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot v^2. \quad (4.11)$$

16. По таблиці 9.6 приймаємо корисне напруження

$$[\sigma_t]_0 = \text{_____ МПа при } \sigma_0 = 1,2 \text{ МПа.}$$

17. Корисне допустиме напруження в заданих умовах

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p, \text{ МПа,} \quad (4.12)$$

де C_p – коефіцієнт динамічності, по таблиці 9.7.

18. Визначаємо навантаження ременя

$$F_t = \frac{1000 \cdot N}{v}, \text{ Н.} \quad (4.13)$$

19. Визначаємо число ременів

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A} \quad (4.14)$$

Остаточно приймаємо число ременів перетину X-XXXXXX (Таблиці 4.4).
Визначаємо тиск на вали

$$Q = 2\sigma_0 \cdot z \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ Н.} \quad (4.15)$$

20. Розрахункова довговічність

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_{ii}}{2 \cdot 3600 \cdot v}, \text{ Ч.} \quad (4.16)$$

Приймаємо $C_u = 1,8$; $C_{ii} = 1,8$; $m = 8$; $\sigma_y = 9$ МПа. Максимальна напруга

$$\sigma_{\max} = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2A} + \sigma_F + \sigma_v = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_F + \sigma_v, \text{ МПа.} \quad (4.17)$$

тут $\sigma_0 = 1,2$ МПа (по таблиці 4.6);

$$\frac{\sigma_t}{2} = \frac{F_t}{z \cdot 2A}, \text{ МПа;} \quad (4.18)$$

$$\sigma_F = E \frac{h}{D_{\min}}, \text{ МПа;} \quad (4.19)$$

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа;} \quad (4.20)$$

$$\sigma_{\max} = \underline{\hspace{10em}} \text{ МПа.}$$

Таким чином,

$$L_h = \underline{\hspace{10em}} \text{ Ч.}$$

Зазвичай для клинових ременів загального призначення $L_h = (1000 \dots 5000)$ ч. Ширина шківів $B = (z - 1) P + 2s$. Для ременя перетином X по P, мм, .s, мм. Отже, $B = \underline{\hspace{10em}}$ мм.

Довідкові дані

Таблиця 4.2 – Перетину ремня в залежності від переданої потужності і швидкості

Передана потужність, кВт	Перетин ремня при швидкості v , м/с		
	до 5	5 ... 10	10 і вище
0,5 ... 1	0, А	0, А	0
1 ... 2	0, А, Б	0, А	0, А
2 ... 4	А, Б	0, А, Б	0, А
4 ... 7,5	Б, В	А, Б	А, б
7,5 ... 15	В	Б, В	Б, В
15 ... 30	-	В, Г	В, Г
30 ... 60	-	Г, Д	В, Г
60 ... 120	-	Д	Г, Д

Таблиця 4.3 – Діаметри шківів за ДСТУ

50	63	80	90	100	110	112	125	140	160
180	200	225	250	280	320	360	400	450	500

Таблиця 4.4 – Розміри і перетин ремнів за ДСТУ

Перетин	b_0	bp	h	A , мм ²
Про	10	8,5	6	47
А	13	11	8	81
Б	17	14	10,5	138
В	22	19	13,5	230
Г	32	27	19	476
Д	38	32	23,5	692
Е	50	42	30	1170

Таблиця 4.5 – Стандартний ряд довжин клинових ремнів (ДСТУ)

інтервал довжин ремня	0		А	Б	В	Г	Д	Е
	400 до 2500		560 до 4000	800 до 6300	1800 до 10000	3150 до 15000	4500 до 18000	6300 до 18000
Стандартний ряд довжин	400	(452)	450	(475)	500	(530)	(560)	(600)
	630	(670)	710	(750)	800	(850)	900	(950)
	1000	(1060)	1120	(1180)	1250	(1320)		1400
	(1500)	1600	(1700)	1800	(1900)	2000		(2120)
	2240	(2360)	2500	(2650)	2800	(3000)		(3150)
		(3350)	3550	(3750)	4000	(4250)	4500	(4750)
		5000	(5300)	5600	(6000)	6300	(6700)	7100
		(7500)	8000	(8500)	9000	(8500)	10000	
		(10600)	11200	(11800)	12500	(13200)		
	14000	(15000)	16000	(17000)	18000			

Таблиця 4.6 – Допустимі корисні напруги $[\sigma_t]_0$ для клинових ремнів при $\sigma_0 = 1,2$ МПа, $\alpha = 180^\circ$, $V = 10$ м/с і спокійній роботі передачі

Розрахунковий діаметр меншого шківа при перетині ремнів, мм							$[\sigma_t]_0$ при σ_0 , МПа		
0	А	Б	В	Г	Д	Е	1,2	1,4	1,6
63	90	125	180	-	-	-	1,35	1,5	(1,67)
71	10	140	20	-	-	-	1,51	1,67	1,8
80	112	-	-	315	-	-	1,6	1,78	1,9
≥ 90	-	160	225	-	500	800	1,69	1,89	1,00
	≥ 125	-	-	355	530	-	1,78	1,96	2,13

		≥ 180	250	400	560	900	(1,82)	2,04	2,24
			≥ 280	≥ 450	≥ 630	≥ 1000	(1,92)	(2,02)	2,35

Примітка. У дужках - нерекомендовані значення

Таблиця 4.7 – Коефіцієнт динамічності і режиму навантаження C_p при роботі в одну зміну (при передачі від електродвигунів: постійного, змінного струму, асинхронних з короткозамкнутим ротором)

характер навантаження	Наведені в руху машини	C_p
Пускова навантаження до 120%. Робоче навантаження постійна	Вентилятори й повітрорудки, відцентрові насоси і компресори, верстати токарні, свердлильні і шліфувальні. стрічкові транспортери	1,0
Пускова навантаження до 150%. Робоче навантаження з невеликими коливаннями	Верстати фрезерні і револьверні. Поршневі компресори і насоси. пластинчасті транспортери	0,9
Пускова навантаження до 200%. Робоче навантаження зі значними коливаннями	Реверсивні приводи: верстати стругальні і довбальні. Преси гвинтові і ексцентрикові. Верстати ткацькі і прядильні. Транспортери гвинтові і скребкові, елеватори	0,8
Пускова навантаження до 300%. Робоче навантаження дуже нерівномірна, ударна	Бігуни і глиномялки. Лісопилні рами. Ножиці, молоти, дробарки, кульові млини. Підйомники і екскаватори	0,7

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. Деталі з'єднання

Тема 5. Розрахунок передач гвинт-гайка.

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. В яких випадках використовують передачі типу гвинт-гайка?
2. Назвіть переваги та недоліки передач гвинт-гайка.
3. Які типи різьб застосовують у передачах гвинт-гайка?
Охарактеризуйте ці різьби з точки зору доцільності використання.
4. Яка залежність визначає умову самогальмування у гвинтовій парі?
5. Як визначається передаточне число гвинтових механізмів?
6. Залежність між осьовим і коловим навантаженням у гвинтовій парі.
7. Як визначається ККД передачі гвинт-гайка?
8. У чому полягає розрахунок передачі гвинт-гайка на стійкість проти спрацювання?
9. Як визначити момент загвинчування?
10. З яких матеріалів виготовляють гвинти та гайки гвинтових механізмів?
11. Наведіть приклади деяких конструкцій гвинтів та гайок.

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати гвинтовий домкрат (рис.5.1) вантажопідйомністю F , Н. Висота підйому вантажу l , мм (таблиця 5.1) Коефіцієнт тертя в різьбленні і на торці гвинта $f=0,15$ (сталь-чавун). Зусилля робітника $F_t = 200$ Н. Знайти d , d_1 , H , D , h , D_1 , l_p , d_p , η .

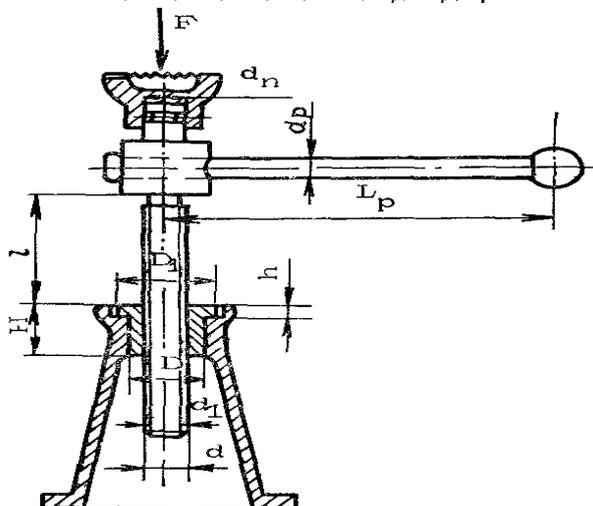


Рисунок 5.1 – Схема для розрахунку гвинтового домкрата

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

№ варіанту	F , кН	l , мм	№ варіанту	F , кН	l , мм
1	2	3	4	5	6
1	64	460	16	62	480
2	60	500	17	58	520
3	56	540	18	54	560
4	52	580	19	50	600
5	48	620	20	46	640
6	44	660	21	42	680
7	40	700	22	41	690
8	43	670	23	45	650
9	47	630	24	49	610
10	51	590	25	53	570
11	55	550	26	57	530
12	59	510	27	61	490
13	63	470	28	65	470
14	65	450	29	66	440

Розв'язування

Визначити внутрішній діаметр гвинта, прийняти матеріал - сталь 35 з напругою, що допускається, на стискання $[\sigma_c] = 70$ МПа

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi \cdot [\sigma_c]}}, \text{ Мм.} \quad (5.1)$$

1. Прийняти трапецеїдальную різьбу, для якої d_1 , мм, d_2 , мм, d , мм, P , мм і α , град.

Для перевірки гвинта на самогальмування визначити кут підйому гвинтової лінії і кут тертя.

Кут підйому різьби:

$$\psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \text{ Град.} \quad (5.2)$$

кут тертя:

$$\rho' = \arctan g \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \text{ Град.} \quad (5.3)$$

Перевірити умови самогальмування ($\rho' > \psi$). Зробити висновок.

2. Оскільки стрижень гвинта працює на стиск і має велику вільну довжину, його необхідно перевірити на поздовжній вигин з урахуванням стійкості за формулою

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi[\sigma_c], \text{ МПа.} \quad (5.4)$$

Коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ для стиснутих стержнів вибирається залежно від гнучкості λ (Таблиці 5.2).

Гнучкість дорівнює:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} = \frac{4 \cdot l}{d_1} \quad (5.5)$$

Коефіцієнт зменшення допустимих напружень φ одно _____.

З огляду на наявність зазорів в закріпленні гвинта, прийняти $\mu = 1$ (шарнірне закріплення кінців).

Радіус інерції для круглого стержня

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4} \quad (5.6)$$

Тоді підставимо чисельні значення в формулу

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi[\sigma_c], \text{ МПа.} \quad (5.7)$$

3. Визначаємо число витків гайки (СЧ 18-36) з умови зносостійкості по таблиці 5.3, прийнявши $[q] = 8 \text{ Н / мм}^2$,

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)[q]}. \quad (10.8)$$

Якщо $z > 10$, то прийняти іншу трапецеидальную різьбу, с великим діаметром d , мм, d_2 , мм, d_1 , мм, P , мм, $\alpha = 30^\circ$.

4. Висота гайки $H = z \cdot P$, мм.

5. Визначити зовнішній діаметр гайки D з умови міцності на розтяг

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d_2}, \text{ мм} \quad (5.9)$$

де
$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_s}{[s]}, \text{ МПа.}$$

6. Якщо прийняти $[\sigma_{cm}] = 0,4[\sigma_s]$, МПа, то діаметр буртика, з умови міцності на зминання дорівнює

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{cm}] + D^2}}, \text{ мм} . \quad (5.10)$$

Прийняти D_1 , мм (найближче більше ціле значення).

7. Визначити висоту буртика гайки h з умови міцності на зріз.

Для чавуну $\tau_{cp} = 0,15 \cdot \sigma_s$, МПа, звідки

$$h = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot [\tau_{cp}]}, \text{ Мм.} \quad (5.11)$$

Прийняти h , мм (найближче більше ціле значення).

8. Момент тертя в різьбі і на торці гвинта, тобто момент, необхідний для обертання гвинта домкрата, визначити

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f \cdot F \cdot d_{п}, \text{ Н мм,} \quad (5.12)$$

де f - коефіцієнт тертя; $f = 0,15$ (сталь по чавуну);
 d_n - діаметр п'яти,

$$d_n = d_1 - 1.$$

9. Визначити необхідну довжину рукоятки при додатку до неї сили двох робочих по $F_t = 200 \text{ Н}$

$$l_p = \frac{T_{заг}}{2F_t}, \text{ Мм.} \quad (5.13)$$

Прийняти l_p , мм.

10. Діаметр рукоятки круглого перетину з умови міцності на вигин. Якщо прийняти допустиме напруження згину $[\sigma_F] = 120 \text{ МПа}$ (сталь Ст. 3), діаметр рукоятки дорівнює

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma_F]}}, \text{ Мм.} \quad (5.14)$$

Знайти ККД гвинтової пари:

$$\eta = \frac{\text{tg } \psi}{\text{tg } (\psi + \rho')} \quad (5.15)$$

11. Визначити ККД домкрата по [5, (4.9)]

$$\eta = \frac{\text{tg } \psi}{\text{tg } (\psi + \rho') + \frac{2}{3} f \frac{d_{\Pi}}{d_m}} \quad (5.16).$$

12. Викреслити на міліметровці в стандартному масштабі передачу гвинт-гайка.

Довідкові дані

Таблиця 5.2 – Залежність коефіцієнт зменшення допустимих напружень ϕ від λ

λ	30	50	60	80	100	120	140	160	180
ϕ	0,94	0,89	0,86	0,75	0,60	0,45	0,36	0,29	0,23

Таблиця 5.3 – Коефіцієнт безпеки і допустимі напруження при розрахунку різьбових з'єднань

вид навантаження	Рекомендовані значення
Розтягуються зовнішнє навантаження: без затягування болтів	$[\Sigma\rho] = 0,6\sigma_T$
з затягуванням болтів	Статичне навантаження: [S] - неконтрольоване затягування; [S] = 1,2 ... 1,5 - контрольоване затягування. Змінне навантаження:

вид навантаження	Рекомендовані значення
	[SA] = 2,5 ... 4 неконтрольоване [Sr] - затягування; [Sa] = 1, 5 ... 2,5 контрольоване [Sr] = 1, 2 ... 1,5 затягування
Поперечне зовнішнє навантаження: болти поставлені з зазором	Статична або змінне навантаження: [S] - неконтрольоване затягування; [S] = 1,2 ... 1,5 - контрольоване затягування
болти поставлені без зазору	[τ_{cp}] = 0,4 σ_T (статична); [τ_{cp}] = (0,2 ... 0,3) σ_T (Змінна)
Міцність деталей в стику	[σ_{cm}] = 0,8 σ - сталь; [σ_{cm}] = (0,4 ... 0,5) σ_B - чавун [σ_{cm}] = 1 ... 2 Н / мм ² - бетон [Σ_{cm}] = 2 ... 4 Н / мм ² - дерево
Ходові і вантажні гвинти	За зносостійкості різьблення: [Q] = 8 ... 12 Н / мм ² (сталь - бронза); [Q] = 4 ... 8 Н / мм ² (сталь - чавун); [Q] = 7,5 ... 13 Н / мм ² (сталь - сталь) [τ_{cp}] = 0,2 σ_T - сталева гайка; [τ_{cp}] = 25 ... 35 Н / мм ² - бронзова гайка

Тема 6. Розрахунок вала.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Назвіть основні типи вихідних кінців валів.
2. Назвати принципову відмінність вала від осі.
3. Як можна пояснити поняття небезпечного перерізу вала?
4. В якому випадку шестірня виготовляється сумісно з валом?
5. На які напруження (вигину чи зрізу) розраховані вихідні кінці валів?
6. Перерахувати вимоги до призначення діаметрів сусідніх між собою ділянок вала.
7. Що таке концентратори напружень?
8. Яка форма шийок під підшипники найбільш поширена у конструкціях валів редукторів загального призначення?
9. Вкажіть основні вимоги, які пред'являють до матеріалів валів редукторів.
10. Вкажіть основну відмінність орієнтовного і наближеного розрахунків вала на міцність.

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати провідний вал циліндричного косозубого редуктора (рис. 6.1) і перевірити його втомну міцність. Задані: передавана потужність P , кВт; кутова швидкість ω , рад/сек; матеріал валу - сталь; розміри шестерні d_1 , мм, $L_{ст}$, мм; кут нахилу зубів β , град.; неурівноважена складова сили, що передається муфтою, $S = 0,3ft \ 21$ (таблиця 6.1).

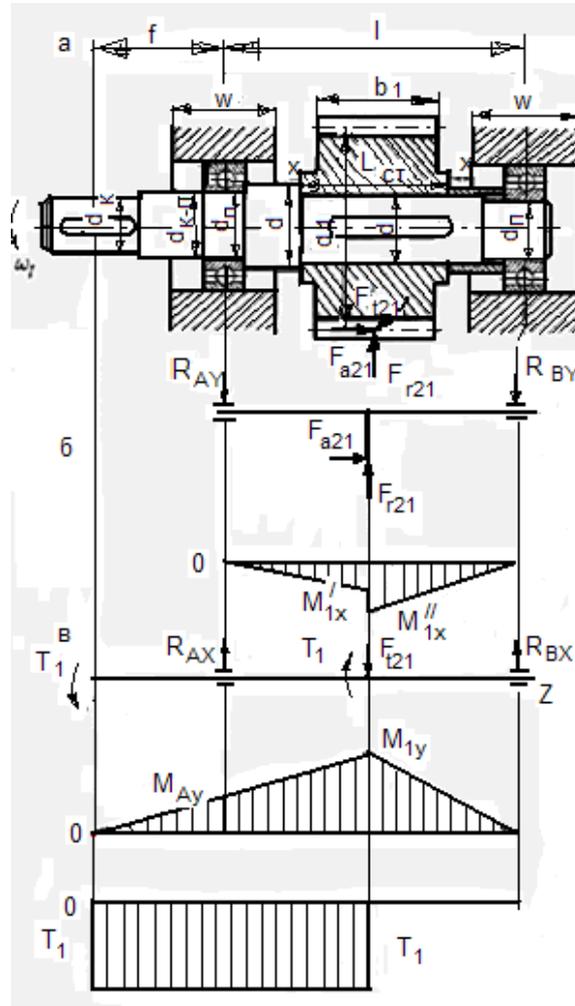


Рисунок 6.1 – Схема ведучого вала циліндричного косозубого редуктора:
 а- з посадженими на нього деталями; б - схема навантаження вала у вертикальній площині і еюра згинальних моментів;
 в - схема навантаження вала в горизонтальній площині і епюри згинальних і обертаючих моментів

Таблиця 6.1 – Вихідні данні

№ варіанти	P , кВт	ω , рад / с	Розміри, мм		β , град.	матеріал вала
			d_1	$l_{ст}$		
1	14,5	75	108	116	9,5	Ст. 5
2	15,0	70	116	120	9,0	45
3	15,5	65	124	124	8,5	40X
4	16,0	60	136	128	8,0	20
5	16,5	55	144	132	8,5	20X
6	17,0	50	152	136	9,0	12XН3А
7	17,5	45	163	140	9,5	12X2Н4А

8	18,0	40	168	144	10,5	18ХГТ
9	18,5	35	176	148	11,0	12ХН3А
10	19,0	30	184	152	10,0	12Х2Н4А
11	19,5	25	192	156	11,5	20Х
12	20,0	20	200	160	12,0	20
13	14,0	80	190	158	12,5	40Х
14	13,5	85	182	154	13,0	45

Розв'язування

1. Вал передає момент

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Н м,} \quad (6.1)$$

де P_1 - потужність на швидкохідному валу, Вт;
 ω - кутова швидкість на швидкохідному валу, с^{-1} .

2. У зачепленні з боку колеса на шестерню діють сили:

- окружна

$$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н;} \quad (6.2)$$

- радіальна

$$F_{r21} = \frac{F_{t21} \cdot \text{tg } \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н;} \quad (6.3)$$

- осьова

$$F_{a21} = F_{t21} \cdot \text{tg } \beta, \text{ Н.} \quad (6.4)$$

3. Неврівноважена складова сили, що передається муфтою,

$$S = 0,3F_{t21}, \text{ Н.} \quad (6.5)$$

4. Відстань між центрами підшипників

$$l \approx L_{\text{ст}} + 2x + w, \text{ Мм,} \quad (6.6)$$

де $x = 12$ мм; w , Мм - по таблиці 6.2.

5. Приймаємо відстань між муфтою і лівим підшипником f , мм (дивись малюнок 6.1), по таблиці 6.2.

6. Опорні реакції у вертикальній площині

$$\sum M_B = -R_{Ay} \cdot l - F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н} \cdot \text{ мм}, \quad (6.7)$$

Звідки

$$R_{Ay} = \frac{-F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}, \quad (6.8)$$

$$\sum M_A = R_{By} l - F_{a21} \frac{d_1}{2} - F_{r21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н}, \quad (6.9)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}. \quad (6.10)$$

Перевірка:

$$\sum Y = -R_{Ay} + F_{r21} - R_{By} = 0 \quad (6.11)$$

7. Опорні реакції в горизонтальній площині

$$\sum M_B = S(l + f) + R_{Ax} l - F_{t21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н мм}, \quad (6.12)$$

звідки

$$R_{Ax} = \frac{-S(l + f) + F_{t21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}. \quad (6.13)$$

$$\sum M_A = S \cdot f + F_{t21} \frac{l}{2} - R_{Bx} l = 0, \text{ Н мм}, \quad (6.14)$$

$$R_{Bx} = \frac{S \cdot f + F_{t21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}. \quad (6.15)$$

Перевірка:

$$\sum X = S + R_{Ax} - F_{t21} + R_{Bx} = 0;$$

8. Згинальні моменти:

- у вертикальній площині

$$M'_{1x} = -R_{Ay} \frac{l}{2}, \text{ Н мм}, \quad (6.16)$$

$$M''_{1x} = -R_{By} \frac{l}{2}, \text{ Н мм.} \quad (6.17)$$

- в горизонтальній площині

$$M_{Ay} = S \cdot f, \text{ Н мм,} \quad (6.18)$$

$$M'_{1y} = -R_{Bx} \frac{l}{2}, \text{ Н мм.} \quad (6.19)$$

9. Сумарний вигиний момент в перерізі під шестернею (це перетин найбільш навантажене)

$$M = \sqrt{(M_{1x})^2 + (M_{1y})^2}, \text{ Н мм.} \quad (6.20)$$

10. Діаметр вихідного кінця вала

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot 30}}, \text{ Мм.} \quad (6.21)$$

Ослаблення вала шпоночної канавкою необхідно компенсувати збільшенням діаметра приблизно на 5 ... 10%. Остаточо приймаємо по ДСТУ 6636-69 діаметр вихідного кінця вала d_k , мм (таблиці 6.3).

11. Відповідно до ГОСТ 6636-69 «Нормальні лінійні розміри» (таблиці 6.3), приймаємо посадковий розміри вала під зубчастим колесом d' , мм.

12. Діаметри цапф під підшипниками повинні бути трохи більше d_k , мм, і повинні бути кратні 5. Приймаємо d_n , мм.

13. Діаметр ділянки вала між вихідним кінцем і цапфою під підшипник (цю ділянку повинен мати діаметр трохи менше, ніж діаметр внутрішнього кільця підшипника для вільного проходу підшипника). Приймаємо d_{k-n} , мм.

14. Діаметр вала під шестернею повинен забезпечити вільний прохід шестерні до місця її посадки (в даному випадку шестерню будуть насаджувати праворуч). Приймаємо d , мм.

15. Діаметр буртика повинен бути більше діаметра d , мм, на дві висоти заплічок h , мм (таблиці 6.9). Приймаємо d_6 , мм.

16. Виробляємо перевірочний розрахунок вала на витривалість для деяких небезпечних перетинів. Матеріал валу - сталь, σ_6 , МПа; σ_T , МПа; σ_{-1} , МПа; τ_{-1} , МПа (таблиці 6.4).

17. У перетині діє (дивись малюнок 6.1) найбільший згинальний момент M , Н·мм, і крутний момент T , Н·мм; концентрація напружень викликана наявністю шпоночної канавки шириною b , мм, t_1 , мм (таблиці 6.10) (концентрація напружень від посадки зубчастих коліс позначається тільки у торця маточини).

18. Момент опору перерізу валу (нетто)

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \text{ Мм}^3. \quad (6.22)$$

19. Амплітуда номінальних напруг вигину при симетричному циклі зміни напруги вигину

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M}{W}, \text{ МПа.} \quad (6.23)$$

20. Коефіцієнт безпеки в перерізі по вигину

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_L}{K_\sigma / \beta \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (6.24)$$

де K_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напруг для вала в місці шпоночного паза (таблиці 6.8);

β - коефіцієнт, що враховує зміцнення поверхні - шліфування (таблиці 6.6);

ε_σ - масштабний фактор в залежності від діаметра вала (таблиці 6.5);

$\psi_\sigma = 0,12$ - коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу зміни напружень для середньовуглецевих сталей;

$\sigma_m = 0$ - постійна складова циклу зміни напружень (при симетричному циклі зміни напруги вигину дорівнює нулю).

21. Визначаємо коефіцієнт безпеки по крученню. Полярний момент опору по перетину нетто (з урахуванням ослаблення перерізу шпонковим пазом)

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \text{ Мм}^3. \quad (6.25)$$

22. При нереверсивного обертанні вала напруги крутіння змінюються по пульсуючому циклу, тому змінні складові (амплітуди) і постійні складові (середня напруга) циклу

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p}, \text{ МПа.} \quad (6.26)$$

Коефіцієнт безпеки для перетину по крученню

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} K_L}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (6.27)$$

де τ_{-1} - межа витривалості по крученню при симетричному знакозмінному циклі зміни напруг для сталі (таблиці 6.4);

K_τ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень при крученні для

вала, в місці паза (таблиці 6.8);

$\beta = 0,95$ - коефіцієнт, що враховує стан поверхні - шліфування, (таблиця 6.6);

ε_τ - масштабний фактор при крученні (в залежності від діаметра вала) (таблиці 6.5);

$\psi_\tau = 0,7$ - коефіцієнт, що характеризує чутливість матеріалу до асиметрії циклу зміни напружень.

24. Загальний коефіцієнт безпеки по втомної міцності для перетину

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \succ [s] = 2,5. \quad (6.28)$$

25. Зробити висновок про міцність і жорсткості вала.

26. Викреслити на міліметровці в масштабі схему ведучого вала (дивись рис. 6.1) і епюри згинальних і крутних моментів.

Довідкові дані

Таблиця 6.2. – Орієнтовні значення e , i , f , w для валів, мм

Рухаючий момент T , Н·м	e	i	f , не менше	w
1	2	3	4	5
до 10	40 ... 65	30 ... 55	35 ... 50	20 ... 40
10 ... 20	45 ... 70	35 ... 60	40 ... 55	25 ... 45
20 ... 40	50 ... 80	40 ... 65	45 ... 65	25 ... 50
40 ... 60	55 ... 85	45 ... 75	50 ... 70	25 ... 55
60 ... 80	60 ... 90	50 ... 80	55 ... 75	30 ... 55
80 ... 100	65 ... 100	55 ... 90	60 ... 80	30 ... 60
100 ... 200	70 ... 120	60 ... 100	60 ... 90	30 ... 70
200 ... 400	80 ... 145	70 ... 130	70 ... 105	40 ... 80
400 ... 600	100 ... 160	90 ... 140	80 ... 115	45 ... 85
600 ... 800	115 ... 175	105 ... 155	90 ... 125	50 ... 90
800 ... 1000	130 ... 185	120 ... 165	95 ... 135	55 ... 95

Таблиця 6.3. – Нормальні лінійні розміри, мм

ряди				додаткові розміри	ряди				додаткові розміри
$Ra5$	$Ra10$	$Ra20$	$Ra40$		$Ra5$	$Ra10$	$Ra20$	$Ra40$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10	10	10	10	10,2	50	50	50	50	
			10,5	10,8				53	52
		11	11	11,2			56	56	55
			11,5	11,8				60	58
	12	12	12	12,5					62
			13	13,5	63	63	63	63	65
		14	14	14,5				67	70
			15	15,5			71	71	73
16	16	16	16					75	78
			17	16,5		80	80	80	

ряди				додаткові розміри	ряди				додаткові розміри
Ra5	Ra10	Ra20	Ra40		Ra5	Ra10	Ra20	Ra40	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
		18	18	17,5				85	82
			19	18,5			90	90	88
				19,5				95	92
	20	20	20						98
			21	20,5	100	100	100	100	102
		22	22	21,5				105	108
			24	23			110	110	112
									115
25	25	25	25						118
			26	27				120	
		28	28	29		125	125	125	
			30	31				130	135
	32	32	32	33			140	140	145
			34					150	155
		36	36	35	160	160	160	160	
		38	37					170	165
			39				180	180	175
40	40	40	40	41				190	185
			42	44					195
		45	45	46		200	200	200	205
			48					210	215
				49			220	220	230
								240	

Примітка. Ряд Ra5 слід надавати перевагу ряду Ra10; ряд Ra10 - ряду Ra20 і т. д.

Таблиця 6.4 – Механічні характеристики матеріалів валів, валів-шестерень і осей

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм (не більше)	Твердість HB, кгс / мм ² (не менше)	σ_B , Н / мм ²	σ_T , Н / мм ²	τ_T' , Н / мм ²	σ^{-1} , Н / мм ²	τ^{-1} , Н / мм ²	$\frac{B}{\sigma_T}$
Ст. 5	будь-який	> 190	510	275	147	216	128	1,85
20	<60	> 145	392	235	118	167	98	1,67
35	<100	> 187	510	304	167	255	128	1,68
	<100	190 ... 240	638	343	206	294	177	1,86
45	<60	240 ... 270	7 £ 5	540	324	383	226	1,45
	<40	270 ... 300	883	638	383	432	255	1,38
	<300	200 ... 220	736	490	294	353	216	1,50
40X	<100	240 ... 270	785	589	353	392	235	1,33
	<60	270 ... 300	883	736	4C41	451	775	1,20
	<300	240 ... 270	785	569	343	392	235	1,38
40XH	<100	270 ... 300	903	736	441 -	461	275	1,23
	<60	300 ... 320	981	785	474	490	294	1,25
40XГР	<70	270 ... 300	532	834	540	490	324	1,12
45XЦ	<80	> 300	834	608	392	412	265	1,37
20X	<60	> 197	638	392	235	304	167	1,63
12XH3A	<60	> 260	932	687	481	451	226	1,36
12X2H4A	<60	> 300	1 079	834	589	530	265	1,29

Марка стали	Діаметр заготовки, мм (не більше)	Твердість НВ, кгс / мм ² (не менше)	σ_B , Н / мм ²	σ_T , Н / мм ²	τ_T' , Н / мм ²	σ^{-1} , Н / мм ²	τ^{-1} , Н / мм ²	$\frac{B}{\sigma_T}$
12Х2Н4А	<150	> 360	1226	1050	736	618	314	1,17
18ХГТ	<30	> 330	1128	932	647	559	304	1,21
	<150	240 ... 270	873	697	481	441	226	1,25
30ХГТ	<120	270 ... 300	922	736	510	461	253	1,25
	<60	> 300	981	785	549	490	245	1,25
	<180	> 320	1 079	863	608	530	245	1,25
25Х2ГНТ	<100	> 340	1226	981	687	598	304	1,25
	<60	> 360	тисяча чотиреста сімдесят дві	1226	853	826	373	1,20

Таблиця 6.5. – Масштабний фактор (ϵ_σ і ϵ_τ) В залежності від діаметра вала

Діаметр ступеневої валу з жолобником, мм		20 - 30	30 - 40	40 - 50	50 - 60
вуглецеві сталі	ϵ_σ	0,91	0,88	0,84	0,81
	ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76
леговані сталі	ϵ_σ	0,83	0,77	0,73	0,70
	ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76

Діаметр ступеневої валу з жолобником, мм		60 - 70	70 - 80	80 - 90	100 - 120	120 - 140
вуглецеві сталі	ϵ_σ	0,78	0,75	0,73	0,70	0,68
	ϵ_τ	0,74	0,73	0,72	0,72	0,68
леговані сталі	ϵ_σ	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60
	ϵ_τ	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68

Таблиця 6.6. – Коефіцієнт β , що враховує зміцнення поверхні при застосуванні спеціальних технологічних методів

Що створює додаткове підвищення межі втомного розриву	Вид поверхні обробки	При малій концентрації напружень ($K_\sigma \leq 1,5$)	При великій концентрації напружень ($K_\sigma \geq 1,8$)
наклеп поверхневого шару	накатка сталевим роликком;	1,3	1,6
	обтиснення пуансоном місця виходу поперечного отвори;	1,4	1,4
	обдування дробом	1,5	1,7
Хіміко-термічне зміцнення	азотування, цементация, ціанування	1,5	1,8
термічне зміцнення	поверхнева гарт ТВЧ	1,6	2,0

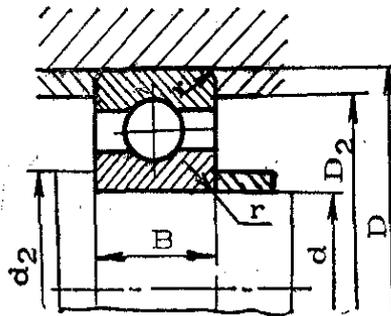
Таблиця 6.7. – Ефективні коефіцієнти концентрацій напруг (K_a і K_τ) для валів в місці поперечного отвори

σ_B , Н / мм ²	K_σ		$До_\tau$
	при d_0 / d		
	0,05 - 0,15	0,15 - 0,25	0,05 - 0,25

500	1,95	1,75	1,75
700	2,05	1,85	1,80
900	2,15	1,95	1,90
1 200	2,30	2,10	2,00

Таблиця 6.8. – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень (K_σ і K_τ) для валів в місці паза

σ_B , Н / мм ²	K_σ		$D_{0\tau}$
	паз виконаний палацовий фрезою	паз виконаний дисковою фрезою	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1 200	2,50	1,90	2,40



Таблиця 6.9. – Шарикопідшипники радіальні однорядні типу 0000

За ДСТУ 8338					d_2 найменувань.	D_2 наиб.	Орієнтовні розрахункові параметри			
Умовне позначення підшипника	d	D	B	r			Вантажопідйомність, кН		n , об / хв, при мастилi	
	мм					3		3_0		d_0
<i>Легка серія діаметрівd_2, серія ширин 0</i>										
200	10	30	9	1	15	25	4,6	2,61	20000	25000
201	12	32	10	1	17	27	4,6	2,65	20000	25000
202	15	35	11	1	20	30	5,86	3,47	16000	20000
203	17	40	12	1	25	35	7,37	4,38	16000	20000
204	20	47	14	1,5	26	41	9,81	6,18	12500	16000
205	25	52	15	1,5	31	46	10,8	6,35	10000	12500
206	30	62	16	1,5	36	56	15,0	10,0	10000	12500
207	35	72	17	2	42	65	19,7	13,6	8000	10000
208	40	80	18	2	47	73	25,1	17,8	6300	8000
209	45	85	19	2	52	78	25,2	17,8	6300	8000
210	50	90	20	2	57	83	27,0	19,0	6300	8000
211	55	100	21	2,5	64	91	33,3	25,0	5000	6300
212	60	110	22	2,5	69	101	40,3	30,9	5000	6300
213	65	120	23	2,5	74	111	44,0	34,0	5000	6300
214	70	125	24	2,5	79	116	47,9	37,4	4000	5000
215	75	130	25	2,5	84	121	50,9	41,1	4000	5000
216	80	140	26	3	90	130	55,9	44,5	4000	5000
217	85	150	28	3	95	140	64,1	53,1	4000	5000
218	90	160	30	3	100	150	73,8	60,5	3150	4000

За ДСТУ 8338					d_2 найменувань.	D_2 наиб.	Орієнтовні розрахункові параметри				
Умовне позначення підшипника	d	D	B	r			Вантажопідйомність, кН		n , об / хв, при мастилі		
	мм					3	3_0	d_0	$ж$		
<i>Легка серія діаметрів 2, серія ширин 0</i>											
219	95	170	32	3,5	107	158	83,7	69,5	3150	4000	
220	100	180	34	3,5	112	168	93,9	79,0	3150	4000	

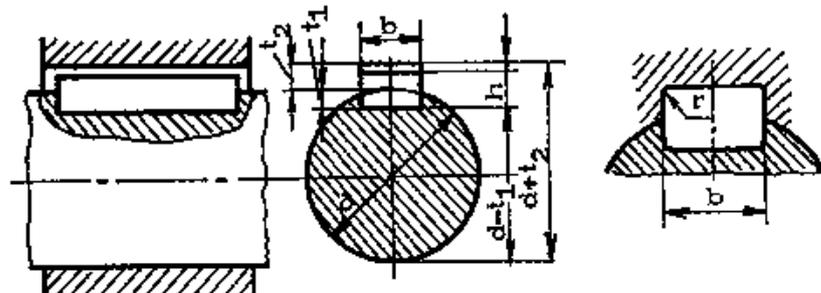


Рисунок 6.2 – Шпонки призматичні (по СТ РЕВ 189-75), мм

Таблиця 6.10 – Довжини призматичних шпонок

Діаметр вала d	перетин шпонки		Глибина і радіус заокругленняпазів			
	b	h	вал t_1	втулка t_2	r (або фаска $s_1 \times 45^\circ$)	
					найменший	найбільший
1	2	3	4	5	6	7
6 - 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
8 - 10	3	3	1,8	1,4		
10 - 12	4	4	2,5	1,8		
12 - 17	5	5	3,0	2,3	0,16	0,25
17 - 22	6	6	3,5	2,8		
22 - 30	8	7	4,0	3,3		
30 - 38	10	8	5,0	3,3		
38 - 44	12	8	5,0	3,3	0,25	0,4
44 - 50	14	9	5,5	3,8		
50 - 58	16	10	6,0	4,3		
58 - 65	18	11	7,0	4,4		
65 - 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
75 - 85	22	14	9,0	5,4		
85 - 95	25	14	9,0	5,4		
95 - 110	28	16	10	6,4		

Примітки. 1. Довжини призматичних шпонок і вибирають з ряду (По СТ РЕВ 189-75) 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200

Тема 7. Розрахунок підшипників кочення.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Укажіть основні види пошкоджень підшипників кочення.
2. Чим пояснюється підвищена несуча здатність роликів підшипників кочення у порівнянні з кульковими?
3. Як та чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 7209, якщо приведені навантаження на нього змінити з 1,5 кН до 3 кН?
4. Як і чому зміниться розрахункова довговічність підшипника 209, якщо змінити частоту обертання з 4000 до 2000 об/хв.?
5. Перерахуйте заходи, які можуть сприяти зменшенню значення приведенного моменту тертя підшипника?
6. Які дані про підшипник містить його класифікаційний номер?
7. Як позначають класи точності підшипників?
8. Причини виходу з ладу та види руйнування підшипників. Матеріали, що застосовуються для виготовлення деталей підшипників.
9. Фактори, які впливають на довговічність підшипників.
10. Види змащування підшипників. За якими критеріями призначається спосіб змащування й сорт мастила?

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати і підібрати по ДСТУ підшипники кочення. Початкові дані для розрахунку прийняти за результатами розрахунку технічного завдання №6. Радіальне навантаження на підшипник у вертикальній R_{Ay} , R_{By} , Н і горизонтальною площинах R_{Ax} , R_{Bx} , Н; осьова F_{a21} , Н; діаметр валу в місці підшипника d_p , мм; частота обертання n , про/хв.; навантаження на підшипник постійне і спокійне; температура нагріву підшипника не перевищує 60°C ; номінальна довговічність підшипника $L_h = 10000$ ч; режим вантаження - II (коефіцієнт еквівалентності $K_E = 0,63$).

Розв'язування

1. Визначаємо реакції опор:

$$F_{r1\max} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}, \text{ Н}; \quad (7.1)$$

$$F_{r2\max} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}, \text{ Н}. \quad (7.2)$$

2. Попередньо приймаємо кулькові радіальні підшипники легкої серії (таблиця 7.1).

3. Для цих підшипників по таблиці 7.8 (дивись завдання -11) визначаємо динамічну C_r і статичну C_{0r} вантажопідйомності, кН.

4. Знаходимо еквівалентні навантаження [8]:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}, \text{ Н}, \quad (7.3)$$

$$F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}, \text{ Н}, \quad (7.4)$$

$$F_a = K_E \cdot F_{a21}, \text{ Н}. \quad (7.5)$$

5. Розрахунок проводимо для другої опори, як більш навантаженої, $F_r = F_{r2}$, Н.

6. Визначаємо відношення $\frac{F_a}{C_{0r}}$ і з таблиці 7.8 (дивись завдання -11) виписуємо X, Y, e.

7. Визначаємо відношення $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ ($V = 1$ при обертанні внутрішнього кільця), порівнюємо з коефіцієнтом e і остаточно приймаємо значення коефіцієнтів X, Y. При $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ приймаємо $X = 1$, $Y = 0$; при $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$ для кулькових підшипників остаточно приймаємо записані раніше X і Y.

8. Еквівалентна динамічна радіальна навантаження

$$P_E = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_b \cdot K_T, \quad (7.5)$$

де K_B - коефіцієнт безпеки, таблиця 12.1;

K_T - температурний коефіцієнт, таблиця 12.2.

9. Необхідна динамічна вантажопідйомність

$$C_{mp} = P_E \sqrt[p]{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \text{ Н}, \quad (7.6)$$

де P_E - еквівалентна динамічна радіальна навантаження, Н;

L_{10h} - необхідна довговічність підшипника, год;

n - частота обертання валу, об / хв;

$p = 3$ для кулькових, $p = 10/3 = 3,33$ для роликів підшипників.

10. Якщо $C_{mp} < C_r$, То попередньо прийнятий підшипник підходить.

якщо $C_{mp} > C_r$, То необхідно взяти підшипник іншої серії і повторити перевірочний розрахунок.

11. Придатність підшипника так само можна визначити з зіставлення необхідної і базової довговічності.

Базова довговічність попередньо обраного кулькового радіального підшипника

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^3, \text{ об.}, \quad (7.7)$$

де C_r - динамічна вантажопідйомність попередньо обраного підшипника, Н;

P_E - еквівалентна динамічна радіальна навантаження, Н.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}, \text{ ч.} \quad (7.8)$$

Якщо базова довговічність більше необхідної, то підшипник підходить.

12. Як критерій працездатності підшипника використовують базовий розрахунковий ресурс (L_{10}). Цей ресурс відповідає 90% надійності, при цьому мається на увазі, що використовують звичайний матеріал, звичайну технологію виробництва і звичайні умови експлуатації.

Однак для багатьох видів застосування бажано обчислити ресурс (скоригований розрахунковий ресурс L_{na}) Для різних рівнів надійності і для спеціальних властивостей підшипників і умов експлуатації, які відрізняються від звичайних так, що їх вплив слід взяти до уваги. Розрахунок проводиться по ДСТУ 18855-94.

Довідкові дані

Таблиця 7.1 – Підшипники

Тип підшипника	α , град.	$Fa/ C0$	$Fa/ (VFr) \leq e$		$Fa/ (VFr) \geq e$		e
			X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8
Радіальний кульковий однорядний	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	1,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
Радіально-завзятий кульковий однорядний	12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
		0,029				1,62	0,34
		0,057				1,46	0,37
		0,086				1,34	0,41
		0,11				1,22	0,45

		0,17				1,13	0,48
		0,29				1,14	0,52
		0,43				1,01	0,54
		0,57				1,00	0,54
	26	-	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	-	1	0	0,37	0,66	0,95
Підшипники роликові конічні однорядні	-	-	1	0	0,4	0,4 ctg α	1,5 tg α
							(можна, можливо по каталогу)
<p><i>Примітка.</i> Для роликотідшипників з короткими роликами $F_a = 0$, $X = 1$; для наполегливих шарико- і роликотідшипників $F_r = 0$, $Y = 1$; для дворядних сферичних шарикотідшипників X, Y, e - по каталогу</p>							

Таблиця 7.2 – Визначення коефіцієнта безпеки

№ з / п	Машина, устаткування і умови ЕКСПЛУАТАЦІЇ	КБ
1	Машина для короткочасної або переривчастої ЕКСПЛУАТАЦІЇ: побутове устаткування, будівельні і монтажні крани і машини	1,0 ... 1,1
2	Машина того ж призначення, що і в п. 1, но з підвищеною вимоги до надійності; підйомники і крани для штучних вантажів, автомобілі, комбайни, сільгосптехніка	1,1 ... 1,2
3	Машина для однозмінної роботи, експлуатовані не завжди на повну потужність; стаціонарні електродвигуни, редуктори, авіадвигуни	1,2 ... 1,3
4	Машина того ж призначення, що і в п. 3, але працюють на повну потужність; металорізальні і деревообробні верстати, друковані та текстильні машини, повітрорудки	1,3 ... 1,4
5	Машина для цілодобової роботи; приводи прокатного обладнання, компресори, шахтні підйомники, енергетичне обладнання середньої потужності, транспортні букси, локомотиви	1,5 ... 1,7
6	Трубопрокатні стани, обертові печі, приводи суднового устаткування, ескалатори	1,7 ... 2,0
7	Найбільш відповідальні цілодобово експлуатовані агрегати; великі електричні машини і енергетичні установки, целюлозні і паперові машини і обладнання, шахтні насоси і повітрорудки, корінні підшипники суднових двигунів	2,0 ... 2,5

Таблиця 7.3. – Залежність температурного коефіцієнта K_T від температури T , °C

T , °C	≤100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,4

Тема 8. Розрахунок підшипників ковзання.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Загальні відомості про підшипники ковзання. Призначення і класифікація.
 2. Конструкція і матеріали підшипників ковзання.
 3. Тертя і змащення підшипників ковзання.
 4. Основні умови утворення режиму рідинного тертя.
 5. Загальні відомості і класифікація підшипників котіння
 6. Розрахунок підшипників котіння на довговічність і підбор їх за стандартом.
2. *Індивідуальне тестування.*
 3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати підшипник ковзання (рис. 8.1) за наступними даними: радіальна навантаження на підшипник F_r , Н; діаметр цапфи валу d , м; довжина шпильки l , мм; кутова швидкість обертання валу ω , рад/сек; шорсткість робочих поверхонь R_a , мкм; відносний проміжок в підшипнику; відстань між опорами валу L , мм; максимальний прогин валу u_{max} , мм. Визначити витрату і тиск подання олії при середній температурі в навантаженій зоні t_M , °С. Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 8.1.

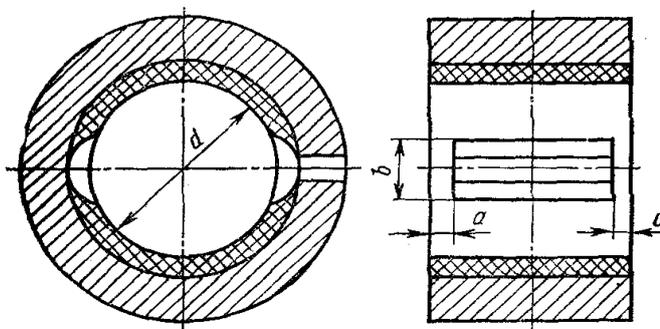


Рисунок 8.1 – Підшипник ковзання

Таблиця 8.1 – Вихідні данні

№ в-та	F_r , Н	d , мм	l , мм	ω , рад/с	R_a , мкм	ψ ,	L , мм	u_{max} , мм	t , °С	Масло	Матеріал підшипника
1	15 000	120	110	125	6,3	0,004	1250	0,05	43	Турбінне Тп-22	Баббит Б16
2	15 500	128	120	130	6,3	0,004	1300	0,05	43	Тп-22	Б16
3	16 000	136	130	135	6,3	0,004	1350	0,06	43	Тп-22	Б88
4	16 500	144	140	140	6,3	0,004	1400	0,07	42	Тп-30	Б88
5	17 000	152	150	145	10,0	0,005	1450	0,08	42	Тп-30	Б83
6	17 500	160	160	150	10,0	0,005	1500	0,09	42	Тп-30	Б83

№ В-та	F_r , Н	d , мм	l , мм	ω , рад/с	R_a , мкм	ψ	L , мм	y_{max} , мм	t , °С	Масло	Матеріал підшипника
7	18 000	168	170	152	10,0	0,005	1550	0,10	42	Тп-46	Бр ОФ10-1
8	18 500	176	180	155	10,0	0,005	1600	0,11	40	Тп-46	Бр ОФ5
9	19 000	184	200	156	10,0	0,005	1650	0,12	40	Тп-46	Б88
10	19 500	192	220	158	10,0	0,005	1700	0,13	40	Тп-46	Б88
11	20 000	200	240	160	10,0	0,005	1750	0,14	40	Тп-22	БрОЦС6-6-3
12	14 500	112	100	120	6,3	0,004	1200	0,04	40	Тп-22	БрАЖ9-4
13	14 000	104	100	115	6,3	0,004	1150	0,04	44	Індустріальне І-12А	БрОЦС44-17
14	13 500	100	100	110	6,3	0,004	1100	0,04	44	І-12А	Б88

Розв'язання

1. Визначимо коефіцієнт навантажених підшипника

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d}, \text{ Па}; \quad l/d; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ Рад / с}; \quad v = \frac{1}{2} \omega \cdot d, \text{ М / с}. \quad (8.1)$$

2. коефіцієнт навантаженості

$$\Phi_p = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot d \cdot l} = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}. \quad (8.2)$$

3. За цим значенням з таблиці 8.2 визначаємо для заданого відносини l/d значення χ при куті обхвату 180° . Мінімальна товщина шару масла

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) = \frac{1}{2} d \cdot \psi(1 - \psi), \text{ мм} \times 100 \text{ мкм}. \quad (8.3)$$

4. Прогин шипа в підшипнику

$$y_0 = 1,6 \frac{l}{L} y_{\max}, \text{ Мкм}. \quad (8.4)$$

5. Перевіримо виконання умови $1,1(\sum R_z + y_0) < h_{\min}$ і зробити відповідні висновки.

6. З таблиці 8.3 отриманими значеннями l/d і χ відповідає відношення

$$\Phi_{mp} / \Phi_p = f / \psi, \quad (8.5)$$

звідки

$$f = \frac{\Phi_{mp}}{\Phi_p \cdot \psi};$$

7. Визначимо тепловиділення в підшипнику

$$P = f \cdot F_r \cdot \omega \cdot \frac{d}{2}, \text{ Вт.} \quad (8.6)$$

8. Приймавши коефіцієнт теплопередачі $k = 12 \text{ Вт / (м}^2\text{°С)}$, температуру повітря $t_w = 20\text{°С}$ і площа поверхні підшипника, що охолоджується повітрям, $A_g \approx \pi \cdot d \cdot l$, м^2 , отримаємо $P_2 = K \cdot A_g (t_M - t_B)$, Вт. Можна вважати, що для мінеральних масел об'ємна теплоємність при температурі $20 \dots 100\text{°С}$ $\rho = 1,72 \times 10^6 \text{ Дж/(м}^3\text{°С)}$. Визначимо температурний перепад в підшипнику $\Delta t = t_2 - t_1$, °С , витрата мастильного матеріалу Q за 1 с, при цьому $P_1 = P - P_2$, Вт,

$$Q = \frac{P_1}{c \cdot \Delta t_M}, \text{ М}^3 / \text{ с.} \quad (8.7)$$

9. Визначимо безрозмірний коефіцієнт закінчення масла

$$q = q_1 + q_2 + q_3, \quad (8.8)$$

де q_1 - для кута обхвату 180° по таблиці 8.4 для χ і l/d ;

β і θ - для підшипника з двома мастильними канавками по таблиці 8.5.

10.

$$q_2 = \beta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e}{p_m}. \quad (8.9)$$

11. Розміри канавок прийняти

$$b = 0,2d, \\ a = 0,05d + 5, \text{ мм,}$$

знайдемо

$$q_3 = \theta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{b}{d} \left(\frac{l}{a} - 2 \right) \frac{p_e}{p_m}. \quad (8.10)$$

12.

$$q_2 + q_3 = q - q_1,$$

Тобто

$$\left(\beta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 + \theta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \cdot \frac{b}{d} \left(\frac{l}{a} - 2 \right) \right) \frac{p_e}{p_m} = q - q_1. \quad (8.11)$$

13.Зробимо висновки про необхідний надлишковий тиск масла рв і визначити температуру масла

$$t_1 = t_M - \frac{\Delta t}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Довідкові дані

Таблиця 8.2 – Значення безрозмірного коефіцієнта Φ_r навантаженості підшипника

l/ d	Значення Φ_r при χ , рівному													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
<i>кут обхвату 360°</i>														
0,4	0,070	0,110	0,174	0,267	0,333	0,423	0,551	0,767	1,169	1,951	3,133	5,330	13,23	45,32
0,5	0,106	0,166	0,263	0,399	0,496	0,627	0,821	1,121	1,688	2,773	4,396	7,329	17,59	57,05
0,6	0,149	0,232	0,363	0,547	0,677	0,851	1,093	1,496	2,227	3,598	5,630	9,188	21,46	66,48
0,7	0,196	0,303	0,471	0,704	0,867	1,082	1,381	1,877	2,758	4,286	6,779	10,90	24,77	73,96
0,8	0,246	0,380	0,584	0,865	1,060	1,316	1,667	2,247	3,254	5,195	7,818	12,41	27,55	79,90
0,9	0,299	0,458	0,609	1,025	1,252	1,544	1,943	2,599	3,737	5,775	8,742	13,67	29,88	84,64
1	0,354	0,539	0,814	1,181	1,437	1,764	2,203	2,928	4,156	6,466	9,553	14,78	31,82	88,55
1,1	0,409	0,619	0,927	1,333	1,615	1,971	2,450	3,231	4,556	6,889	10,26	15,73	33,47	91,75
1,2	0,464	0,698	1,036	1,482	1,778	2,163	2,676	3,509	4,807	7,353	10,88	16,55	34,86	94,45
1,3	0,518	0,775	1,141	1,617	1,940	2,3 [^] 5	2,884	3,762	5,224	7,862	11,43	17,27	36,05	96,73
1,5	0,622	0,921	1,336	1,868	2,221	2,664	3,248	4,198	5,760	8,447	12,33	18,42	37,97	100,39
<i>кут обхвату 180°</i>														
0,4	0,089	0,141	0,216	0,339	0,431	0,573	0,776	1,179	1,775	3,195	5,055	8,39	21,00	65,26
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,71	25,62	75,86
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,64	29,17	83,21
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,067	4,459	7,294	10,75	16,37	35,66	96,35
1	0,391	0,589	0,853	1,263	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	98,95
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,106	8,186	11,91	17,86	38,12	101,15
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73	18,91	30,81	104,42
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,60	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,68	41,07	106,84

Таблиця 8.3 – Значення відносин $f/\psi = \Phi_{TP} / \Phi_r$

l/ d	Значення f/ψ при χ , рівному													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
<i>кут обхвату 360°</i>														
0,4	47,35	31,34	21,25	14,95	12,67	10,64	8,89	7,10	5,33	3,90	2,87	2,08	1,20	0,58
0,5	31,25	20,82	14,02	10,08	8,59	7,27	6,12	4,94	3,77	2,85	2,11	1,56	0,93	0,48
0,6	22,25	15,02	10,22	7,42	6,37	5,42	4,42	3,77	2,93	2,26	1,69	1,28	0,79	0,43

0,7	16,96	11,47	7,92	5,83	5,02	4,32	3,70	3,06	2,41	1,94	1,44	1,11	0,70	0,39
0,8	13,52	9,20	6,42	4,78	4,15	3,60	3,12	2,60	2,08	1,63	1,28	0,99	0,65	0,37
0,9	11,15	7,66	5,40	4,07	3,56	3,11	2,72	2,28	1,65	1,50	1,17	0,92	0,61	0,35
1	9,43	6,54	4,69	3,56	3,13	2,75	2,43	2,05	1,69	1,36	1,08	0,86	0,58	0,34
1,1	8,19	5,71	4,15	3,19	2,81	2,49	2,21	1,89	1,56	1,30	1,02	0,82	0,56	0,33
1,2	7,23	5,09	3,72	2,89	2,58	2,29	2,05	1,76	1,48	1,23	0,98	0,79	0,54	0,33
1,3	6,49	4,60	3,39	2,67	2,38	2,14	1,92	1,66	1,40	1,16	0,94	0,76	0,53	0,32
1,5	5,42	3,90	2,93	2,35	2,12	1,91	1,73	1,51	1,29	1,10	0,89	0,73	0,51	0,31
Кут обхвату 180 °														
0,4	36,95	21,45	16,95	11,78	9,80	7,90	6,34	5,07	3,57	2,48	1,80	1,36	0,79	0,42
0,5	24,85	16,55	11,61	8,18	6,87	5,59	4,54	3,55	2,67	1,88	1,42	1,09	0,67	0,38
0,6	18,28	12,25	8,69	6,21	5,26	4,32	3,57	2,83	2,18	1,57	1,12	0,95	0,61	0,35
0,7	14,19	9,66	6,94	5,02	4,30	3,57	2,98	2,41	1,88	1,39	1,07	0,87	0,56	0,33
0,8	11,61	7,97	5,79	4,25	3,66	3,08	2,64	2,12	1,68	1,27	0,99	0,81	0,54	0,32
0,9	9,85	6,81	4,98	3,72	3,23	2,74	2,33	1,95	1,55	1,18	0,94	0,77	0,52	0,31
1	8,54	5,97	4,44	3,28	2,92	2,49	2,14	1,71	1,45	1,12	0,90	0,74	0,50	0,31
1,1	7,62	5,36	4,02	3,05	2,69	2,32	2,01	1,68	1,37	1,08	0,86	0,72	0,49	0,30
1,2	6,88	4,98	3,70	2,84	2,51	2,17	1,89	1,60	1,32	1,04	0,84	0,70	0,48	0,30
1,3	6,34	4,52	3,44	2,67	2,37	2,07	1,81	1,54	1,28	1,01	0,82	0,62	0,48	0,29
1,5	5,53	4,01	3,09	2,44	2,18	1,97	1,69	1,44	1,21	0,97	0,79	0,67	0,47	0,29

Таблиця 8.4 – Значення безрозмірного коефіцієнта p_1
торцевого закінчення мастильного матеріалу з навантаженої зони
підшипника

l/d	Значення q_1 при χ , рівному														
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99	
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
кут обхвату 360°															
0,4	0,115	0,162	0,209	0,258	0,282	0,306	0,334	0,348	0,366	0,378	0,380	0,376	0,365	0,314	
0,5	0,113	0,158	0,203	0,249	0,271	0,292	0,318	0,330	0,343	0,351	0,348	0,340	0,317	0,268	
0,6	0,110	0,152	0,196	0,238	0,259	0,278	0,302	0,310	0,320	0,323	0,318	0,306	0,280	0,230	
0,7	0,107	0,148	0,189	0,228	0,247	0,264	0,283	0,291	0,297	0,297	0,289	0,275	0,248	0,200	
0,8	0,104	0,144	0,181	0,217	0,234	0,249	0,267	0,272	0,275	0,273	0,263	0,248	0,222	0,177	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
0,9	0,100	0,138	0,174	0,206	0,222	0,235	0,250	0,254	0,255	0,250	0,240	0,225	0,199	0,158	
1	0,097	0,138	0,166	0,196	0,209	0,221	0,235	0,236	0,237	0,230	0,220	0,205	0,188	0,142	
1,1	0,094	0,128	0,158	0,186	0,198	0,208	0,220	0,221	0,220	0,212	0,203	0,188	0,165	0,129	
1,2	0,090	0,122	0,150	0,176	0,181	0,196	0,207	0,206	0,205	0,197	0,187	0,174	0,151	0,119	
1,3	0,087	0,117	0,143	0,143	0,167	0,185	0,194	0,193	0,191	0,183	0,174	0,160	0,140	0,110	
1,5	0,080	0,108	0,130	0,150	0,158	0,164	0,172	0,171	0,168	0,160	0,152	0,140	0,122	0,095	
кут обхвату 180 °															
0,4	0,114	0,141	0,174	0,206	0,220	0,232	0,240	0,247	0,242	0,235	0,223	0,207	0,174	0,135	
0,5	0,109	0,135	0,166	0,194	0,206	0,217	0,222	0,224	0,218	0,208	0,194	0,178	0,145	0,110	
0,6	0,105	0,129	0,156	0,182	0,192	0,200	0,203	0,203	0,196	0,184	0,170	0,153	0,123	0,093	
0,7	0,100	0,122	0,147	0,169	0,178	0,185	0,186	0,185	0,176	0,163	0,150	0,134	0,107	0,089	
0,8	0,095	0,115	0,138	0,153	0,165	0,170	0,172	0,168	0,158	0,146	0,133	0,118	0,099	0,070	
0,9	0,090	0,107	0,129	0,146	0,153	0,157	0,156	0,153	0,143	0,131	0,119	0,106	0,084	0,062	
1	0,085	0,102	0,121	0,136	0,141	0,145	0,143	0,138	0,130	0,119	0,108	0,096	0,075	0,056	
1,1	0,081	0,096	0,113	0,127	0,131	0,139	0,132	0,128	0,119	0,109	0,093	0,067	0,068	0,056	
1,2	0,076	0,091	0,106	0,118	0,122	0,124	0,122	0,119	0,110	0,100	0,090	0,080	0,063	0,046	

1,3	0,072	0,086	0,100	0,111	0,114	0,117	0,114	0,110	0,102	0,092	0,084	0,074	0,058	0,043
1,5	0,065	0,076	0,088	0,098	0,101	0,101	0,099	0,096	0,088	0,800	0,072	0,064	0,050	0,037

Таблиця 8.5 – Значення коефіцієнтів β і θ

відносний ексцентриситет χ	Значення β для підшипників з кутом обхвату		значення θ для підшипників з двома поздовжніми канавками
	360 °	180 °	
0,3	0,132	0,194	0,097
0,4	0,153	0,227	0,107
0,5	0,175	0,273	0,116
0,6	0,200	0,323	0,125
0,65	0,213	0,352	0,129
0,7	0,226	0,384	0,131
0,75	0,240	0,417	0,132
0,8	0,256	0,454	0,132
0,85	0,273	0,489	0,128
0,9	0,289	0,535	0,121
0,925	0,299	0,563	0,113
0,95	0,308	0,582	0,108
0,975	0,318	0,609	0,097
0,99	0,323	0,625	0,090

Тема 9. Розрахунок кручений циліндричної пружини.

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. Загальна класифікація пружин.
2. Які існують конструкції пружин?
3. Які матеріали використовуються для виготовлення пружин?
4. Що таке індекс витой циліндричної пружини?
5. Основні геометричні характеристики пружин.
6. Як визначається кількість робочих витків?
7. Де використовують тарілчасті та листові пружини?
8. Де використовують конічні пружини?
9. Поняття жорсткості та податливості пружин?
10. Чим відрізняються пружини стиску та розтягу?

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Розрахувати виту циліндричну пружину стискування з дроту круглого перерізу (рис. 9.1) за умови, що сили пружини при попередній деформації F_1 , Н; при робочій деформації F_2 , Н; робочий хід пружини h , мм. Початкові дані прийняти по таблиці 9.1.

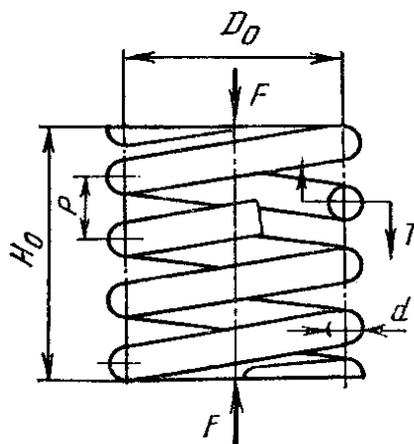


Рисунок 9.1 – Вита пружина

Таблиця 9.1– Вихідні дані

№ варіанта	P_1 , Н	P_2 , Н	h , мм	№ варіанта	P_1 , Н	P_2 , Н	h , мм
1	50	380	35	16	95	680	57
2	53	400	37	17	98	700	55
3	56	420	39	18	100	750	53
4	59	440	40	19	96	740	51
5	62	460	42	20	93	730	49
6	65	480	44	21	90	720	47
7	68	500	46	22	87	710	45
8	71	520	48	23	84	690	43
9	74	540	50	24	81	670	41
10	77	560	52	25	78	650	62
11	80	580	54	26	75	640	60
12	83	600	56	27	80	700	58
13	86	620	58	28	85	720	62
14	89	640	60	29	90	750	64
15	92	660	59	30	94	600	60

Розв'язування

1. Виготовити пружину з пружинного сталевго дроту 1-го класу по ДСТУ 9889. Вважаючи, що діаметр дроту дорівнює 4 ... 8 мм, орієнтуватися на криву графіка (рис. 9.2), прийняти допустиме напруження для дроту $[\tau] = 500$ МПа, що відповідає рекомендації ДСТУ 13764.

2. Визначити силу пружини при максимальній деформації по

$$F_3 = 1,3F_2, \text{ Н.} \quad (9.1)$$

3. Прийняти індекс пружини $s = 6$. Визначити коефіцієнт впливу кривизни витків $k = 1,24$.

4. Визначити діаметр дроту

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot c \cdot F_3}{[\tau]}}, \text{ мм.} \quad (9.2)$$

5. Відповідно до ДСТУ 9398 остаточно прийняти d , мм. Перевірити правильність прийняття попередніх значень c , k , і $[\tau]$, відповідності його графіку, малюнок 9.2.

6. Визначити середній діаметр пружини

$$D = cd, \text{ мм.} \quad (9.3)$$

7. Визначити зовнішній діаметр пружини

$$D_n = D + d, \text{ мм.} \quad (9.4)$$

8. За ДСТУ 13766 підібрати пружину (наприклад, пружина 1-го класу, 1-го розряду, № 501). Для обраної пружини виписати значення (F_3 , Н, d , мм, D_n , мм, жорсткість одного витка C_1 і найбільший прогин витка λ'_a , мм).

9. Уточнити середній діаметр пружини за формулою

$$D = D_n - d, \text{ мм.} \quad (9.5)$$

10. Перевірити обрану пружину по C_1 і λ'_a . визначити

$$C_1 = \frac{10^4 d}{c^3}, \text{ МПа,} \quad (9.6)$$

порівняти з прийнятим значенням.

11. Визначити жорсткість пружини

$$C = \frac{F_2 - F_1}{h}, \text{ Н / мм.} \quad (9.7)$$

12. Визначити число робочих витків пружини

$$n = \frac{C_1}{C}. \quad (9.8)$$

13. Визначити максимальну деформацію пружини

$$\lambda = \frac{F_3}{C}, \text{ мм.} \quad (9.9)$$

14. Визначити максимальну деформацію одного витка пружини

$$\lambda'_3 = \frac{\lambda_3}{n}, \text{ мм}, \quad (9.10)$$

порівняти отримане значення λ'_3 з табличним значенням по ДСТУ.

15. Визначити повне число витків

$$n_1 = n + n_2, \quad (9.11)$$

де $n_2 = 1,5 \dots 2$ - число опорних витків.

16. Визначити крок пружини

$$t = \lambda'_3 + d, \text{ мм}. \quad (9.12)$$

17. Визначити висоту пружини при максимальній деформації

$$L_3 = (n_1 + 1 - n_3)d, \text{ мм}, \quad (9.13)$$

при числі зашліфований витків $n_3 = 2$.

18. Визначити висоту пружини в вільному стані

$$L_0 = L_3 + \lambda_3, \text{ мм}. \quad (9.14)$$

19. Визначити довжину розгорнутої пружини

$$L \approx 3,2D \cdot n_1, \text{ мм}. \quad (9.15)$$

20. Викреслити на міліметровці в стандартному масштабі розраховану пружину.

Довідкові дані

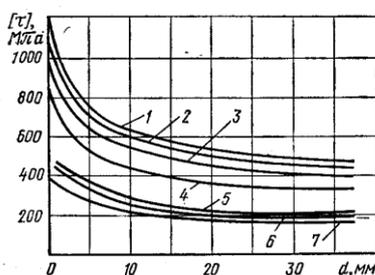
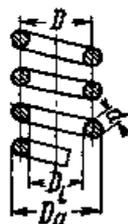


Рисунок 9.2 – Графіки для визначення діаметрів дроту пружини

Таблиця 9.2 – Таблиця для підбору пружин розтягування-стиснення в залежності від індексу $z = D/d$, вантажопідйомності і жорсткості при $G = 80 \text{ кН} / \text{мм}^2$ (розміри в мм)

d	$c = \frac{D}{d} = 4$					$c = \frac{D}{d} = 5$					$c = \frac{D}{d} = 6$					
	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	
															Г	λ'₁
0,5											3,5	3	2,5	132	0,043	
0,6											4,2	3,6	3	190	0,036	
0,8											5,6	4,8	4	338	0,027	
1,0											7	6	5	528	0,022	
									κГ	λ'₁				κГ	λ'₁	
1,2						7,2	6	4,8	0,88	0,104	8,4	7,2	6	0,76	0,180	
1,5						9	7,5	6,0	1,37	0,083	10,5	9	7,5	1,19	0,144	
2,0						12	10	8	2,44	0,063	14	12	10	2,11	0,108	
2,5						15	12,5	10	3,81	0,05	17,5	15	12,5	3,30	0,086	
				κГ	λ'₁₀				κГ	λ'₁₀				κГ	λ'₁₀	
3,0	15	12	9	6,45	0,213	18	15	12	5,48	0,417	21	18	15	4,75	0,721	
4,0	20	16	12	11,5	0,160	24	20	16	9,75	0,313	28	24	20	8,45	0,540	
5,0	25	20	15	17,9	0,128	30	25	20	15,23	0,250	35	30	25	13,2	0,432	
6,0	30	24	18	25,8	0,107	38	30	24	21,92	0,208	42	36	30	19,0	0,360	
				κГ	λ'₁₀₀				κГ	λ'₁₀₀				κГ	λ'₁₀₀	
8,0	40	32	24	45,9	0,800	48	40	32	39,0	1,562	56	48	40	33,8	2,70	
10,0	50	40	30	71,7	0,640	60	50	40	60,9	1,250	70	60	50	52,8	2,16	
12,0	60	48	36	103,2	0,533	72	60	48	87,7	1,041	84	72	60	76	1,80	
15,0	75	60	45	161,3	0,427	90	75	60	137,0	0,833	105	90	75	119	1,44	
20,0	100	80	60	286,8	0,320	120	100	80	244,0	0,625	140	120	100	211	1,08	
25,0	125	100	75	448,1	0,256	150	125	100	381,0	0,500	175	150	125	330	0,864	
d	$c = \frac{D}{d} = 8$					$c = \frac{D}{d} = 10$					$c = \frac{D}{d} = 12$					
	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	Da	D	D ₁	P ₁₀	λ'	
				Г	λ'₁				Г	λ'₁				Г	λ'₁	
0,2	1,8	1,6	1,4	16,8	0,256	2,2	2,0	1,8	13,8	0,500	2,6	2,4	2,2	11,8	0,864	
0,25	2,25	2,0	1,75	26,25	0,205	2,75	2,5	2,25	21,6	0,400	3,3	3,0	2,75	18,4	0,691	
0,3	2,7	2,4	2,1	37,8	0,171	3,3	3,0	2,7	31,0	0,333	3,9	3,6	3,3	26,6	0,576	
0,4	3,6	3,2	2,8	67,2	0,128	4,4	4,0	3,6	55,2	0,250	5,2	4,8	4,4	47,2	0,432	
0,5	4,5	4,0	3,5	105,0	0,102	5,5	5,0	4,5	86,2	0,200	6,5	6,0	5,5	73,8	0,346	
0,6	5,4	4,8	4,2	151,2	0,083	6,6	6,0	5,4	124	0,167	7,8	7,2	6,6	106,2	0,288	
0,8	7,2	6,4	5,6	268,0	0,064	3Д	8,0	7,2	220,8	0,125	10,4	9,6	8,8	188,8	0,216	
1,0	9,0	8,0	7,0	420	0,051	11	10	9,0	345	0,100	13	12	11	295	0,173	
				κГ	λ'₁				κГ	λ'₁				κГ	λ'₁	
1,2	10,8	9,6	8,4	0,605	0,427	13,2	12	10,8	0,497	0,833						
1,5	13,5	12	10,5	0,945	0,341	16,5	15	13,5	0,776	0,667						
2,0	18,0	16	14	1,68	0,256	22	20	18	1,38	0,500						
2,5	22,5	20	17,5	2,62	0,205	27,5	25	22,5	2,16	0,400						
				κГ	λ'₁₀				κГ	λ'₁₀						
3,0	27	24	21	3,78	1,71	33	30	27	3,10	3,33						
4,0	36	32	28	6,72	1,28	44	40	36	5,52	2,50						
5,0	45	40	35	10,50	1,02	55	50	45	8,62	2,00						
6,0	54	48	42	15,12	0,85	66	60	54	12,4	1,67						
				κГ	λ'₁₀₀											
8,0	72	64	56	26,9	6,4											
10,0	90	80	70	42,0	5,12											
12,0	108	96	84	60,5	4,27											
15,0	135	120	105	94,5	3,41											



d - діаметр дроту;
Da - зовнішній діаметр пружини;
D - середній діаметр пружини;
Di - внутрішній діаметр пружини

Тема 10. Розрахунок зварного з'єднання

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного

вивчення:

1. Які дефекти зварних з'єднань ви знаєте?
2. Перерахуйте основні причини появи дефектів зварних з'єднань?
3. Як впливають на працездатність зварного з'єднання дефекти?
4. Які дефекти виявляються зовнішнім оглядом?
5. З якою метою проводяться металографічні дослідження?
6. Назвіть основні групи дефектів зварних з'єднань?
7. Якими пристроями і інструментами користуються при контролі візуальним оглядом?
8. Обґрунтуйте необхідності використання руйнуючих методів контролю зварних з'єднань.
9. Яким чином може бути прозвучене весь поперечний переріз зварного з'єднання.
10. Поясніть схему контролю якості стикових зварних з'єднань.
11. З якою метою використовують контроль відбитим променем.

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Проушина розміром $l \times b$ приварена по периметру до основи кутковими швами катетом k . Виліт проушини - L (рис. 10.1). Проушина сприймає змінне навантаження F згідно з циклограмою (рис. 10.2). Коефіцієнт асиметрії циклу напруги $R\sigma$. Матеріал проушини - сталь 45. Сумарне число циклів навантаження за термін експлуатації - N_{Σ} . Перевірити міцність зварних швів. Початкові дані для розрахунку прийняти згідно з отриманим варіантом по таблиці 10.1 і рис. 10.2. Викреслити проушину і циклограму навантаження на міліметрові в зручному масштабі.

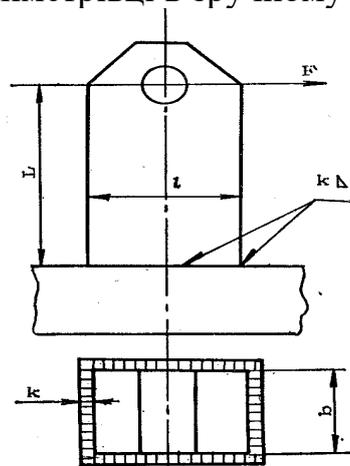


Рисунок 10.1 – Проушина

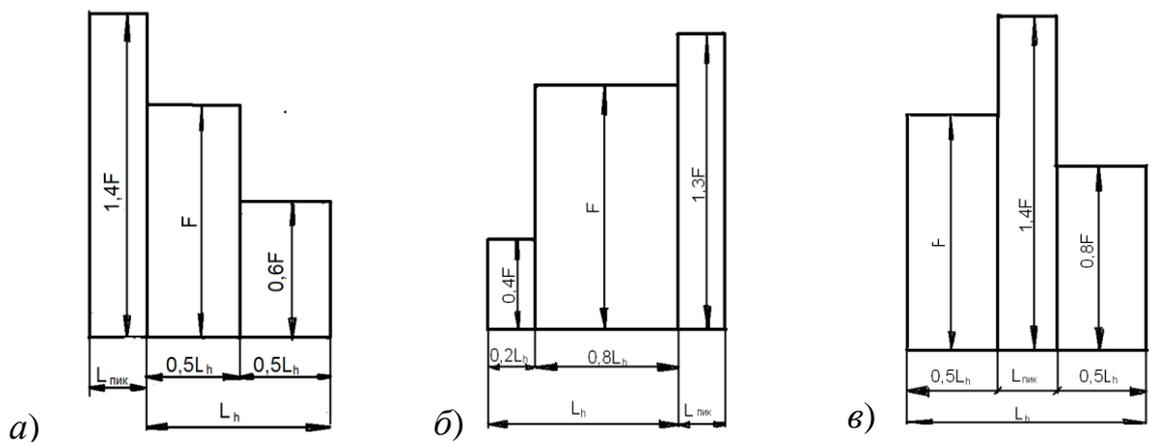


Рисунок 10.2 – Циклограмма навантаження

Таблиця 10.1 – Вихідні данні

№ вар.	Циклограмма навантаження, мал. 1.2	b , мм	l , мм	L , мм	K , мм	F , кН	R_{σ}	N_{Σ} цикл.
1	<i>a</i>	30	50	100	4	5,0	0	$1,1 \cdot 10^7$
2	<i>б</i>	40	60	150	4	8,0	-1	$1,2 \cdot 10^7$
3	<i>в</i>	50	80	200	5	10,0	0	$1,3 \cdot 10^7$
4	<i>a</i>	60	90	190	5	12,0	-1	$1,4 \cdot 10^7$
5	<i>б</i>	70	100	180	6	14,0	0	$1,5 \cdot 10^7$
6	<i>в</i>	80	120	170	6	15,0	-1	$1,6 \cdot 10^7$
7	<i>a</i>	90	130	160	8	17,0	0	$1,7 \cdot 10^7$
8	<i>б</i>	100	150	210	10	18,0	-1	$1,8 \cdot 10^7$
9	<i>в</i>	110	170	220	10	20,0	0	$1,9 \cdot 10^7$
10	<i>a</i>	100	140	230	12	19,0	-1	$2,0 \cdot 10^7$
11	<i>б</i>	30	40	110	5	6,0	-1	$2,1 \cdot 10^7$
12	<i>в</i>	40	50	120	5	7,0	0	$2,2 \cdot 10^7$
13	<i>a</i>	90	120	240	10	8,0	-1	$2,3 \cdot 10^7$
14	<i>б</i>	80	110	250	12	9,0	0	$0,9 \cdot 10^7$

Розв'язування

1. Визначити напругу в швах від згинального моменту $M = F \cdot L$

$$\tau'_M = \frac{F \cdot L}{W_{шва}}, \text{ МПа}, \quad (10.1)$$

де $W_{шва}$ - момент опору швів

$$W_{шва} = \frac{2 \cdot I'_{шва}}{l + 2k}, \text{ мм}^3;$$

- $I'_{шва}$ - момент інерції периметрів швів

$$I_{шва} = 2 \left[\frac{kl^3}{12} + \frac{k^3b}{12} + bk \left(\frac{l+k}{2} \right)^2 \right], \text{ мм}^4;$$

– $I'_{шва}$ - розрахунковий момент інерції швів

$$I'_{шва} = I_{шва} \cdot 0,7, \text{ Мм}^4.$$

2.Визначити напругу в швах від сили F (без урахування поперечних швів)

$$\tau'_F = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l}, \text{ МПа.} \quad (10.2)$$

3.Визначити сумарне напруга від дії моменту і сили F

$$\tau'_{сум} = \sqrt{\tau'^2_M + \tau'^2_F}, \text{ МПа.} \quad (10.3)$$

4.Визначити допустиме напруження зрізу

$$[\tau'_{сп}] = \frac{\tau_{lim} \cdot \varepsilon \cdot \beta \cdot K_L}{[s] \cdot K_\tau}, \text{ МПа.} \quad (10.4)$$

Межа витривалості зварюваного матеріалу

$$\tau_{lim} = \tau_r = \frac{\tau_{-1}}{1 - 0,5(1 - \psi_\tau)(1 + R_\sigma)}, \text{ МПа,} \quad (10.5)$$

де ψ_τ - коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу;

τ_{-1} - межа витривалості зварюваного матеріалу; для Ст3

$\tau_{-1} = 110 \text{ МПа}$. $\tau_B = 400 \text{ Н / мм}^2 \rightarrow \psi_\tau = 0$;

ε - масштабний фактор, для всіх зварних швів можна прийняти рівним 0,9;

[S] - коефіцієнт безпеки,

$$[s] = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3,$$

де s_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь точності розрахунку. При $s_1=1$ розрахунок призводить до завищених напруженням і ступінь завищення визначити важко, а при $s_1=1,2 \dots 1,3$ розрахунок призводить до явно заниженими напруженням;

s_2 - коефіцієнт, що враховує однорідність механічних властивостей матеріалу. Для деталей, виготовлених з вуглецевих і легированих сталей при високій температурі відпустки, $s_2=1,2 \dots 1,3$; для деталей, виготовлених з високоміцних сталей зі зниженими пластичними властивостями (з низькою температурою відпустки) і високоміцних чавунів, $s_2 = 1,3 \dots 1,5$; для деталей із сталевих литва $s_2 = 1,5 \dots 2$; для чавунних деталей $s_2 = 2 \dots 2,5$; для деталей з кольорових сплавів (кованих і катаних) $s_2=1,5 \dots 2$;

s_3 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності деталі. Якщо поломка деталі не викликає зупинки машини, $s_3 = 1$; викликає зупинку машини - $s_3=1,1 \dots 1,2$; викликає аварію - $s_3=1,2 \dots 1,3$.

Коефіцієнт безпеки по межі міцності приймається досить великим. Наприклад, для високоміцних сталей - близько $2 \dots 2,5$, для сірого чавуну - $3 \dots 3,5$, для сталевих і кольорових лиття - $2,5 \dots 3$, для особливо крихких матеріалів - $4 \dots 6$.

Коефіцієнт безпеки за межею текучості для пластичних матеріалів (сталей) при досить точних розрахунках вибирають $1,2..1,5$ і вище.

Коефіцієнт безпеки при контактних навантаженнях - $1,1 \dots 1,2$.

Коефіцієнт безпеки по межі витривалості - $1,3 \dots 2,5$. Наприклад, при недостатньо повному обсязі експериментальних даних про навантаження і характеристиках матеріалу або обмеженому числі натурних випробувань $[s] = 1,5 \dots 2$; при малому обсязі або відсутності експериментальних випробувань і зниженою однорідності матеріалу (литі і зварні деталі) $[s] = 2 \dots 3$.

K_τ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень шва (таблиця 10.2);

$\beta = 1$ - коефіцієнт впливу якості обробленої поверхні (враховується в K_τ).

Визначаємо коефіцієнт довговічності

$$K_L = m \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \quad (10.6)$$

де $N_0 = 3,4 \cdot 10^6$ - базове число циклів зміни напруг.

N_{LE} - еквівалентне число циклів зміни напруг

$$N_{LE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m nL_i.$$

Підставити з графіка навантаження (по заданому викладачем, дивись малюнок 10.2) відносини $\frac{F_i}{F_{\max}}$, які пропорційні відносин $\frac{T_i}{T_{\max}}$ і nL_i ; при показнику ступеня кривої втоми m

$$m \cong \frac{12}{K_\tau}.$$

5.Перевірити міцність зварних швів

$$\tau'_{\text{сум}} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \text{ МПа.} \quad (10.7)$$

6.Зробити висновок про міцність зварних швів.

Якщо за розрахунком міцність зварних швів не забезпечується, то необхідно повторити розрахунок, прийнявши $l_{\text{розрах.}}=1,5l$.

Довідкові дані

Таблиця 10.2 – Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_{σ} і K_{τ} для розрахунку зварних швів і деталей в зоні зварювання при циклічно змінюється напруженому стані

елементи	малоуглеродиста сталь	низьколегована сталь
<i>основний метал</i>		
У переходу до стикові шву, з механічною обробкою	1,2	1,4
Те ж, без механічної обробки	1,5	1,9
У переходу до лобового шву, з механічною обробкою і зі ставленням катетів 1: 1,5	2	1,5
Те ж, без механічної обробки	2,7	3,3
У флангового шва	3,5	4,5
У ребер жорсткості і діафрагм, приварених лобовими швами з плавним переходом	1,5	1,9
У косинок стикових і таврових з'єднань	2,7	3,3
Те ж, при плавних формах косинок і механічній обробці швів	1,5	1,9
У косинок з'єднань внапуск	2,7	3,3
<i>зварні шви</i>		
Стикові шви з повним проваром	1,2	1,4
Кутові, лобові шви	2	2,5
флангові шви	3,5	4,5

Тема 11. Розрахунок з'єднання з гарантованим натягом.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Зміст понять: допуск, поле допуску.
2. Що називають відхиленням розміру? Види відхилень. Основні відхилення в ЄСДП.
3. Позначення посадки. Види посадок та їх параметри.
4. Що називають квалітетом? Як визначаються допуски для різних квалітетів?
5. Утворення посадок в ЄСДП. Системи отвору та валу.
6. Графічне зображення схем полів допусків посадок.
7. Позначення полів допусків, відхилень та посадок на кресленнях.

8. Які основні види кріпильних різьб?
9. Що називається різьбою?
10. Класифікація різьб.

2. Індивідуальне тестування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування

Приклад 1. Діаметр валу - d , діаметр отвору валу - d_1 , діаметр втулки муфти - d_2 , довжина втулки муфти - l , посадка - . Матеріал муфти - сталь 20, матеріал валу - 40Х. Обробка поверхонь валу - по Х-класу, втулки - по Y-класу. Коефіцієнт тертя - f . Визначити максимально допустимий момент, що крутить, який може передати посадка з гарантованим натягом, що сполучає вал з муфтою (рис. 11.1). Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 11.1 згідно з отриманим варіантом. Викреслити з'єднання "вал-втулка" на міліметровці в масштабі, показати поля допусків для валу і втулки.

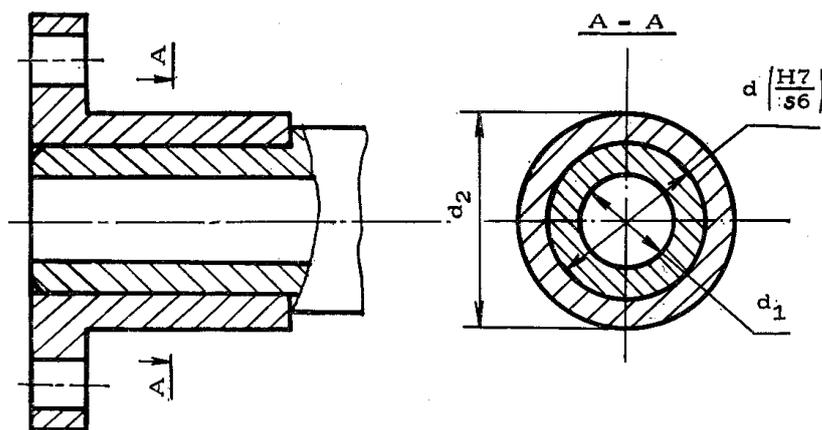


Рисунок 11.1 – З'єднання з натягом

Таблиця 1.1 – Вихідні данні

№ варіанта	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , мм	f	Клас обробки	
						X	Y
1	2	3	4	5	6	7	8
1	105	65	150	60	0,05	6	6
2	85	50	135	50	0,06	6	7
3	95	60	145	40	0,07	7	7
4	30	10	55	30	0,08	8	7
5	35	10	60	40	0,09	7	7
6	40	15	65	50	0,10	6	7
7	45	12	70	60	0,10	6	6
8	50	22	75	70	0,11	7	6
9	55	25	80	80	0,12	8	7
10	60	15	85	90	0,13	8	7
11	65	15	90	100	0,14	7	7

№ варіанта	d , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	l , мм	f	Клас обробки	
						X	Y
1	2	3	4	5	6	7	8
12	70	20	95	110	0,15	6	6
13	75	15	100	120	0,14	6	7
14	80	10	110	110	0,13	7	6

Розв'язування

- 1.Визначити допуски посадки по СТ РЕВ 144 - 75 (таблиця 11.2).
- 2.Визначити розрахунковий вероятностно мінімальний натяг даної посадки

$$\begin{aligned}\delta_{вер.мин} &= \delta_{ср.} - \delta', \\ \delta_{ср.} &= h_B - h_A, \\ \delta' &= c\sqrt{\delta_B^2 + \delta_A^2},\end{aligned}\quad (11.1)$$

де $\delta_{ср.}$ - середній натяг, мкм;

h_B, h_A - середні відхилення вала і отвору відповідно, мкм;

δ_B, δ_A - половини полів допусків вала і отвору відповідно, мкм.

- 3.Визначити розрахунковий вероятностно-мінімальний натяг з урахуванням згладжування нерівностей

$$\delta_{р. вер.мин} = \delta_{вер.мин} - 1,2 (Rz_1 + Rz_2), \text{ мкм}, \quad (11.2)$$

де Rz_1 і Rz_2 - висота нерівностей, мкм (таблиця 11.3).

визначити тиск q , яке може викликати расчетний вероятностно мінімальний натяг $\delta_{р. вер.мин}$ в з'єднанні,

$$q = \frac{\delta_{р. вер.мин} \cdot E}{10^3 \cdot d \cdot (C_1 + C_2)}, \text{ МПа}, \quad (11.3)$$

де $E_1 = E_2 = E = 2,1 \times 10^5$ МПа - модуль поздовжньої пружності для сталі;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu, \quad (11.4)$$

де $\nu = 0,3$ - коефіцієнт Пуассона для сталі;

$d_1 = 0$ - для суцільного вала.

- 4.Визначити максимально допустимий крутний момент по

$$T = \frac{\pi \cdot q \cdot d^2 \cdot l \cdot f}{2 \cdot K}, \text{ Н мм}, \quad (11.5)$$

де K - коефіцієнт запасу зчеплення, приймається до 1,5 ... 2;
 f - коефіцієнт тертя, $f=0,08 \dots 0,1$ при складанні пресуванням і $f=0,12 \dots 0,14$ при складанні з нагріванням і охолодженням.
 5. Побудувати схему поля допуску для зазначеної посадки.

Довідкові дані

Таблиця 11.2 – Допуски на посадку Н7 / s6 по СТ РЕВ 144-75

d , мм	H_7 , мкм	s_6 , мкм
Св. 30 до 40	+25/0	+ 59 / + 43
Св. 40 до 50	+25/0	+ 59 / + 43
Св. 50 до 65	+30/0	+ 72 / + 53
Св. 65 до 80	+30/0	+ 78 / + 59
Св. 80 до 100	+35/0	+ 93 / + 71
Св. 100 до 120	+35/0	+ 101 / + 79
Св. 120 до 140	+40/0	+ 117 / + 92
Св. 140 до 160	+40/0	+ 125 / + 100
Св. 160 до 180	+40/0	+ 133 / + 108

Таблиця 11.3 – Шорсткість поверхні (ДСТУ 2.789)

клас шорсткості	Висота нерівностей R_z , мкм	клас шорсткості	Висота нерівностей R_z , мкм
1	320	8	3,2
2	160	9	1,6
3	80	10	0,8
4	40	11	0,4
5	20	12	0,2
6	10	13	0,1
7	6,3	14	0,05

Тема 12. Розрахунок нарізного сполучення.

1. *Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:*

1. Нарізни з'єднання: нарізь, типи кріпильних деталей; основи розрахунку нарізі на міцність.

2. Методи виготовлення нарізу.

3. Геометричні параметри нарізу.

4. Основні типи нарізів.

5. Розрахунок нарізі на міцність.

2. *Індивідуальне тестування.*

3. *Практичні завдання.*

Приклад розв'язування

Приклад 1. Максимальне навантаження на один болт рівне F , кН. Основні розміри голівки і кришки шатуна - $l_2, l_{кр}, l_1=10$ мм. Матеріал болтів - сталь 38Х, матеріал шатуна - сталь 40Х. Затягування болтів контролюється. Спроекувати болт шатуна поршневого насоса (рис. 12.1). Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 12.1 і рис. 12.1.

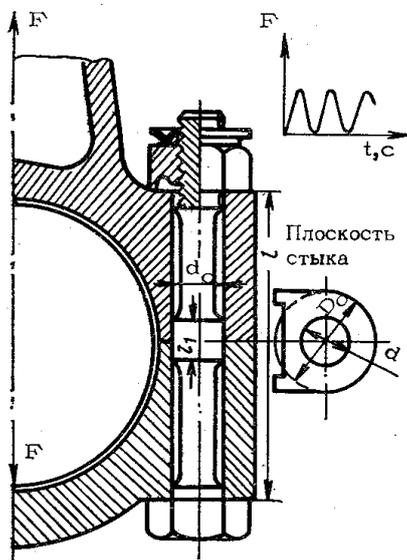


Рисунок 12.1 – Шатуний гвинт

Таблиця 12.1 – Вихідні дані

№ варіант	F , кН	Лінійні розміри, мм	
		l_2	$l_{кр}$
1	2	3	4
1	5,0	40	35
2	5,5	45	40
3	6,0	50	45
4	6,5	55	50
5	7,0	60	55
6	7,5	65	60
7	8,0	70	65
8	8,5	75	70
9	9,0	80	75
10	9,5	82	75
11	10,0	85	77
12	10,5	90	80
13	11,0	95	83
14	11,5	100	85

Розв'язання

Визначити попередньо зусилля затяжки

$$F_{зам} = k(1 - \chi)F, \text{ Н}, \quad (12.1)$$

де $k = 2$ - коефіцієнт затягування при змінному навантаженні, $k = 1,5 \dots 4$;
 $\chi = 0,2$ - коефіцієнт зовнішнього навантаження (для сталевих деталей без

прокладки);

Визначити осьову навантаження, що діє на затягнутий болт, після додатка зовнішнього навантаження

$$F_a = F_{зам} + \chi F, \text{ Н.} \quad (12.2)$$

Визначити (попередньо для пульсуючого циклу) напруга, що допускається

$$[\sigma_{0p}] = \frac{1.5 \cdot \sigma_{-1p} \cdot \varepsilon}{[s_a] \cdot K_\sigma}, \text{ МПа,} \quad (12.3)$$

де $[s_a] = 2$ (таблиця 12.2);

$\varepsilon = 0,96$, для чого орієнтовно приймаємо діаметр болта по табл. 3.3;

σ_{-1p} ; K_σ - приймається по таблиці 12.4.

Визначити діаметр різьби

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_{0p}]}} , \text{ Мм.} \quad (12.4)$$

За стандартом (таблиця 12.5) прийняти болт і призначити його розміри.

Провести перевірочний розрахунок. Відповідно до прийнятої конструкцією (дивись малюнок 12.1) призначити $d_0 = 0,8 d$, мм. Для гайки (ДСТУ 5927-70) визначити D і опорну поверхню $D_0 = S$ (ПЗ-5, таблиці 12.4).

7. Визначити податливість болта, які стягуються деталей по

$$\lambda_\delta = \frac{4}{\pi E_\delta} \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l-l_1}{d_0^2} \right), \quad (12.5)$$

$$\lambda_D = \frac{4}{\pi E_\delta} \left(\frac{l}{D_0^2 - d^2} \right), \quad (12.6)$$

де деформируемая зона деталей наближено прийнята циліндричної.

Визначити коефіцієнти зовнішнього навантаження, прийнявши $E_\delta = E_d$,

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_\delta + \lambda_D}. \quad (12.7)$$

Уточнити силу затяжки і осьову силу

$$F_{зам} = k(1 - \chi)F, \quad F_a = F_{зам} + \chi F.$$

Визначити середнє і амплітудне напруги циклу навантаження

$$\sigma_m = \frac{F_{зам} + 0,5 \cdot \chi \cdot F}{A}, \text{ МПа.}, \quad (12.8)$$

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F}{2A}, \text{ МПа}, \quad (12.9)$$

де A - розрахункова площа стержня болта, мм² (таблиці 12.3).
Визначити коефіцієнт безпеки по амплітудним і максимальним напруженням згідно

$$s_a = \frac{\sigma_{a \text{ lim}} \varepsilon}{\sigma_a K_\sigma} > 2,5, \text{ (табл. 3.2)}, \quad (12.10)$$

де
$$\sigma_{a \text{ lim}} = \sigma_{-1p} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_\sigma}}, \text{ МПа};$$

$$\sigma_\sigma = 900 \text{ МПа}; \sigma_T = 640 \text{ МПа}; \varepsilon = 0,92;$$

$$s_r = \frac{(\varepsilon/k_\sigma) \sigma_{a \text{ lim}} + \sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} > 1,5. \text{ (таблиця 12.2).}$$

Розглянути другий варіант. Припустити, що при складанні болт ні затягнуть або зусилля затяжки зменшилася в результаті віброползучесті до нуля. У цьому випадку цикл навантаження буде пульсуючим.

Визначити напруження циклу

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{F}{2A}, \text{ МПа.} \quad (12.11)$$

Визначити коефіцієнт безпеки

$$s_a = \frac{\sigma_{a \text{ lim}} \varepsilon}{\sigma_a K_\sigma} > 2,5, \quad s_r = \frac{(\varepsilon/K_\sigma) \sigma_{a \text{ lim}} + \sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} > 1,5.$$

Порівняти обидва варіанти і зробити висновки про неприпустимість розкриття стику.

Визначити крутний момент в різьбі

$$T_P = F_0 \cdot d \cdot \left(0,16 \frac{F_{зам}}{d_2} + 0,5 f_p \right), \text{ Н мм}, \quad (12.12)$$

де f_p - коефіцієнт тертя в різьбі, $f_p = 0,1 \dots 0,17$.
Призначити остаточно розміри болта і викреслити його на міліметровому

папері в стандартному масштабі.

Довідкові дані

Таблиця 12.2 – Коефіцієнт безпеки і допустимі напруження при розрахунку різьбових з'єднань

вид навантаження	Рекомендовані значення
1	2
Розтягуються зовнішнє навантаження: без затягування болтів з затягуванням болтів	$[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$ Статичне навантаження: [S] - неконтрольована затягування; [S] = 1,2 ... 1,5 - контрольована затягування. Змінне навантаження: [SA] = 2,5 ... 4 неконтрольована [Sr] - затяжка; [Sa] = 1, 5 ... 2,5 контрольована [Sr] = 1, 2 ... 1,5 затягування
Поперечна зовнішнє навантаження: болти поставлені з зазором болти поставлені без зазору	Статична або змінне навантаження: [S] - неконтрольована затягування; [S] = 1,2 ... 1,5 - контрольована затягування; $[\tau_{cp}] = 0,4 \sigma_T$ (статична); $[\tau_{cp}] = (0,2.. 0,3) \sigma_T$ (Змінна)
Міцність деталей в стику	$[\sigma_{cm}] = 0,8 \sigma_T$ - сталь; $[\Sigma_{cm}] = (0,4 ... 0,5) \sigma_B$ - чавун; $[\Sigma_{cm}] = 1 ... 2 \text{ Н / мм}^2$ - бетон; $[\Sigma_{cm}] = 2 ... 4 \text{ Н / мм}^2$ - дерево
Ходові і вантажні гвинти	За зносостійкості різьблення: [Q] = 8 ... 12 Н / мм ² (сталь - бронза) [Q] = 4 ... 8 Н / мм ² (сталь - чавун) [Q] = 7,5 ... 13 Н / мм ² (сталь - сталь) $[\tau_{cp}] = 0,2 \sigma_T$ (Сталева гайка) $[\tau_{cp}] = 25 ... 35 \text{ Н / мм}^2$ (бронзова гайка)

Таблиця 12.3 – Допустима розтягуються статичне навантаження [F] для затягнутих болтів класу міцності 3.3

Тип різьблення	Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	розрахункова площа стержня болта A , мм ²	навантаження, що допускається F_p , кН	
			неконтрольована затяжка	контрольована затягування
M6	4,917	17,8	0,83	3,6
M8	6,647	32,9	1,48	6,5
M10	8,376	52,3	2,40	10,3
M12	10,106	76,3	3,70	14,4
M16	13,835	144	7,5	27
M18	15,294	175	10,3	33
M20	17,294	226	14,40	44
M24	20,752	324	23,6	64
M27	23,752	427	33,0	83

М30	26,211	518	45,0	100
-----	--------	-----	------	-----

Таблиця 12.4 – Значення σ_{-1P} і K_{σ}

сталь	σ_{-1P} , МПа	K_{σ}	
		нарізана різьба	накатана різьблення
35	180	3,6	2,8
45	220	3,7	2,8
38ХА	300	4,0	3,0
30ХГСА	300	4,0	3,0
40ХНМА	440	4,6	3,5
18Х2Н4ВА	450	4,5	3,5

Таблиця 12.5 – Різьба метрична (ДСТУ 8724-70)

номінальний діаметр різьблення d	крок P	Діаметр різьблення			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
1	2	3	4	5	6
6	1	6	5,35	4,917	4,773
8	1,25	8	7,188	6,647	6,466
10	1,5	10	9,026	8,376	8,160
12	1,75	12	10,836	10,106	9,853
16	2	16	14,701	13,836	13,546
18	2,5	18	16,376	15,294	14,933
20	2,5	20	18,376	17,294	16,933
24	3	24	22,051	20,752	20,319
30	3,5	30	27,727	26,211	25,706

Тема 13. Розрахунок шліцевого з'єднання.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. У залежності від яких факторів вибирають спосіб центрування шліцевих сполучень з прямобічним профілем?

2. Перелічити основні елементи шліцевого профілю.

3. Які поля допусків валів і втулок застосовують для шліцевих сполучень?

4. Зобразити поля допусків будь-якої шліцевої посадки при центруванні за зовнішнім діаметром і шириною шліців і показати найбільші і найменші зазори (натяги).

5. Особливості центрування і посадки шліцевих сполучень з евольвентним профілем.

6. Як умовно позначають шліцеві з'єднання на складальному і робочому кресленнях?

7. Методи контролю шліцевих поверхонь.

8. Між якими з'єднуваними деталями застосовуються шпонкові і шліцеві з'єднання для передачі сил?

9. Способи ремонту шліцевого з'єднання.

10. Профілі зубців та види посадки шліцевого з'єднання.

2. Індивідуальне тестування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування

Приклад 1. Рухливе прямозубе зубчасте колесо насаджене на шліцьовий вал з номінальними розмірами $z \times d \times D$ (рис. 13.1). Основні розміри зубчастого колеса: d_w , l , e . Частота обертання - n , передаваний момент, що крутить, - Тонна, термін служби - L_h . Матеріал робочих поверхонь- сталь 40ХА, цементация НРСэ 60. Виконати перевірочний розрахунок шліцьового з'єднання. Початкові дані для розрахунку прийняти по таблиці 13.1.

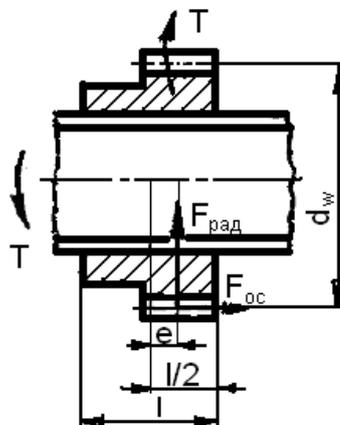


Рисунок 13.1 – Шліцеве з'єднання

Таблиця 13.1 – Вихідні данні

№ варіанта	$z \times d \times D$	Розміри, мм			n , хв ⁻¹	T , Н м	L_h , 10 ³ ч	Режим навантаження	Мастило
		d_w	l	e					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	20×82×92	200	120	20	630	350	3,0	П	О
2	16×72×82	170	100	16	650	330	3,5	Т	С
3	16×62×72	150	85	14	680	310	4,0	СРВ	Б
4	16×56×65	130	80	13	700	300	4,5	СН	Б
5	16×52×60	120	70	12	60	280	5,0	Л	С
6	10×112×125	260	130	20	500	260	5,5	СН	О
7	10×102×112	250	120	18	450	250	6,0	Т	С
8	10×92×102	220	110	16	400	240	6,5	П	О
9	10×82×92	200	100	14	350	220	7,0	СРВ	Б
10	6×23×26	60	60	5	750	120	20,0	Л	О
11	6×26×30	66	46	6	800	130	19,5	Т	Б
12	6×28×32	70	50	7	850	135	19,0	СРВ	С

Примітка. Режим навантаження: Л – легкий, СРВ – середньорівномірності, СН – середньонормальний, П – постійний, Т – важкий. Мастило: – низькоплавкий, С – середньоплавкий, Б - тугоплавкий

Розв'язування

1. По таблиці 13.2 визначити питому сумарний статичний момент площі робочих поверхонь з'єднання щодо осі валу S_F і середній діаметр валу $d_m = 0,5 (D + d)$.
2. Визначити середній тиск

$$\sigma = \frac{T}{S_F \cdot l}, \text{ МПа.} \quad (13.1)$$

3. Визначити коефіцієнти, що входять в (13.6), (13.9).
Обчислити співвідношення розмірів

$$\frac{l}{D}; \varepsilon = \frac{e}{l} + \frac{0,5 \cdot d_w}{l} \operatorname{tg} \beta \cos \alpha, \quad (13.2)$$

для прямозубих циліндричних коліс $\beta = 0$; $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$,

$$\psi = \frac{d_m \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{2 \cdot T} = \frac{d_m F_t \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_w}}{F_t \cdot d_w} = \frac{d_m}{d_w \cdot \cos \alpha_w}. \quad (13.3)$$

Знайти по таблиці 13.3 $K_{кр.}$, по рис. 13.2 - K_e .

Коефіцієнт поздовжньої концентрації навантаження (по довжині з'єднання)

$$K_{np.} = K_{кр.} + K_e - 1 \quad (13.4)$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубами (таблиця 13.4) K_3 і K'_3 .

Загальні коефіцієнти концентрації навантаження.

$$K_{см.} = K_3 \cdot K_{np.} \cdot K_{II},$$

де K_{II} - коефіцієнт, що враховує концентрацію навантаження в зв'язку з похибкою виготовлення; $K_{II} = 1$ - для з'єднань, які не мають зміцнення робочих поверхонь і при розрахунку на знос з будь-термообробкою; $K_{II} = 1,1 \dots 1,2$ - для загартованих (цементованих, азотіруємих) робочих поверхонь при високій точності виготовлення.

$$K_{изн.} = K'_3 \cdot K_{np.} \quad (13.5)$$

4. Визначити допустиме середній тиск на зминання, прийнявши $\sigma_T = 850$ МПа і $s = 1,25 \dots 1,4$,

$$[\sigma_{см.}] = \frac{\sigma_T}{s \cdot K_{см.} \cdot K_L}, \text{ МПа,} \quad (13.6)$$

де коефіцієнт довговічності

$$K_L = K_H \cdot K_N, \quad (13.7)$$

K_H - по таблиці 13.5;

$$K_N = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{N_0}}, \quad (13.8)$$

де $N_0 = 10^8$ - базове число циклів навантаження.
перевірити умова $\sigma \leq [\sigma_{см.}]$ Міцності на зминання.

5. Визначити допустиме середній тиск на знос

$$[\sigma_{изн.}] = \frac{[\sigma_{усл.}]}{K_{изн.} \cdot K_L \cdot K_p}, \text{ МПа,} \quad (13.9)$$

де $[\sigma_{ум.}]$ - по таблиці 13.6.

Коефіцієнти умов роботи $K_p = K_c \cdot K_{ос}$,

де K_c - коефіцієнт, що враховує умови мастила з'єднання. При рясному мастилі без забруднення $K_c = 0,7$; при середній мастилі $K_c = 1$; при бідній мастилі і роботі з забрудненнями $K_c = 1,4$.

$K_{ос}$ - коефіцієнт, що враховує умови осьового закріплення маточини на валу і її переміщення під навантаженням. При жорсткому закріпленні маточини на валу $K_{ос} = 1$; при закріпленні за допомогою вилок, допускає невеликі осьові зміщення, $K_{ос} = 1,25$; при осьових переміщеннях під навантаженням $K_{ос} = 3$.

При невиконанні умов міцності повторити розрахунок, прийнявши більш важку серію шліцьового з'єднання.

Довідкові дані

Таблиця 13.2 – Геометричні характеристики з'єднання шліцеві прямобочніе

Легка серія		Середня серія		важка серія	
номінальний діаметр $z \times d \times D$, мм	S_F , мм ³ / мм	номінальний діаметр $z \times d \times D$, мм	S_F , мм ³ / мм	номінальний діаметр $z \times d \times D$, мм	S_F , мм ³ / мм
6×23×26	66	6×23×28	145	10×16×20	126
6×26×30	118	6×26×32	191	10×18×23	195
6×28×32	126	6×28×34	205	10×21×25	223
6×32×36	163	8×32×38	308	10×23×29	312
8×36×40	182	8×36×42	343	10×26×32	319
8×42×46	211	8×42×48	396	10×28×35	426
8×46×50	230	8×46×54	600	10×32×40	576
8×52×58	440	8×52×60	672	10×36×45	749
8×56×62	472	8×56×65	854	10×42×52	978
8×62×68	520	8×62×72	1072	10×46×56	1020
10×72×78	750	10×72×82	1540	16×52×60	1340
10×82×88	850	10×82×92	1740	16×56×65	1690
10×92×98	950	10×92×102	1940	16×62×72	2140
10×102×108	1050	10×102×112	2140	16×72×82	2460
10×112×120	1740	10×112×125	3260	20×82×92	3480

Таблиця 13.3 – Значення коефіцієнта K_{KP} для шліцевих прямобочного з'єднань

Зовнішній діаметр вала		ставлення l/D							
		1,0		1,5		2,0		2,5	
серія	D , мм	коефіцієнт концентрації							
		1	2	1	2	1	2	1	2
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Легка	до 26	1,3	1,1	1,7	1,2	2,2	1,4	2,6	1,5
	30 ... 50	1,5	1,2	2,0	1,3	2,6	1,5	3,3	1,8
	58 ... 120	1,8	1,3	2,6	1,4	3,4	1,7	2,4	2,0
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Середня	до 19	1,6	1,2	2,1	1,3	2,8	1,5	3,5	1,7
	20 ... 30	1,7	1,2	2,3	1,4	3,0	1,6	3,8	1,9
	32 ... 50	1,9	1,3	2,8	1,5	3,7	1,8	4,6	2,1
	54 ... 112	2,4	1,4	3,5	1,7	4,8	2,1	5,8	2,4
	понад 112	2,8	1,5	4,1	1,9	5,5	2,5	6,8	2,7
важка	до 23	2,0	1,3	3,0	1,6	4,0	1,9	5,0	2,2
	23 ... 32	2,4	1,4	3,5	1,8	4,7	2,1	5,7	2,4
	35 ... 65	2,7	1,5	4,1	1,9	5,3	2,2	6,8	2,7
	72 ... 102	2,9	1,6	4,3	2,0	5,6	2,4	7,0	2,8
	понад 102	3,1	1,7	4,7	2,1	6,2	2,5	7,8	3,0

Примітка. 1 – для загартованих поверхонь при розрахунку на зминання;

2 – при розрахунку на знос і на зминання для незагартованих поверхонь

Таблиця 13.4 – Коефіцієнти нерівномірності розподілу навантаження між зубами

коефіцієнти	ψ									
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_z	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0

K_z'	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5
--------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблиця 13.5 – Коефіцієнт змінності навантаження

Характеристика режиму навантаження		розподіл	K_H
постійний	Робота з постійним навантаженням	-	1
важкий	Робота більшу частину часу з високими навантаженнями	β - розподіл	0,77
середньорівномірний	Однаковий час роботи з усіма навантаженнями	равновероятное розподіл	0,63
середньонормальний	Робота більшу частину часу зі середніми навантаженнями	нормальне розподіл	0,57
легкий	Робота більшу частину часу з малими навантаженнями	γ - розподіл	0,43

Таблиця 13.6. – Допустиме умовне (найбільше) тиск

Термічна обробка і середня твердість поверхні	без обробки ННВ218	Поліщення ННВ270	загартування ННРСє40	загартування ННРСє45	загартування ННРСє52	цементація і азотування ННРСє60
Найбільше допустиме тиск $[\sigma_{ум.}]$, МПа	95	110	135	170	185	205

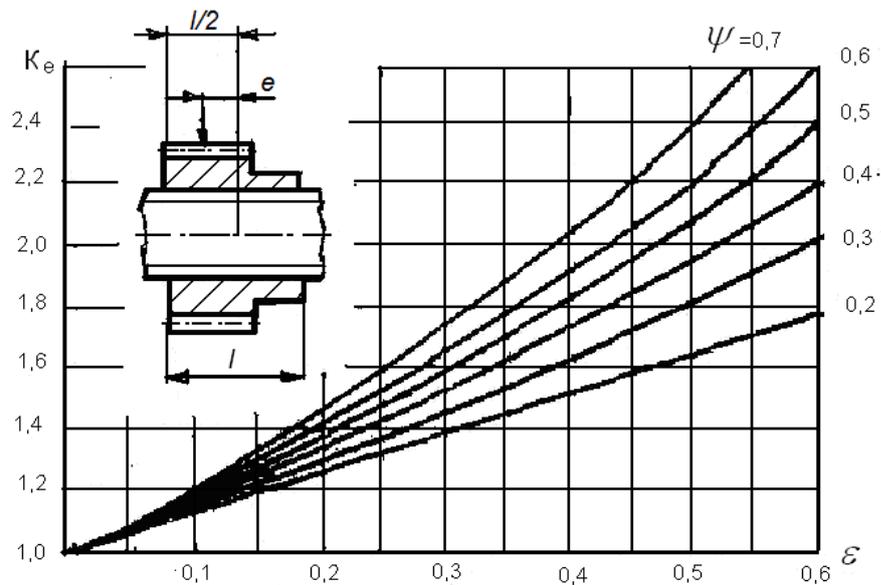


Рисунок 13.2 – Значення коефіцієнта концентрації тиску щодо зміщення навантаження

Тема 14. Розрахунок фланцевого з'єднання.

1. Обговорення основних положень теми та питань самостійного вивчення:

1. Що називають фланцем?
2. Де застосовуються фланці?
3. Які недоліки фланцевих з'єднань в порівнянні з зварними з'єднаннями?
4. Від чого залежить тип та конструкція ущільнювальних поверхонь фланців?
5. На які типи за конструктивною ознакою поділяються приварні фланці?
6. Які кріпильні деталі застосовуються для складання фланцевих з'єднань?
7. Як виконується ущільнення фланцевого з'єднання?
8. Технологія ремонту фланцевих з'єднань.
9. Що таке плоский приварний фланець?
10. Які переваги арматурних фланців?

2. Індивідуальне тестування.

3. Практичні завдання.

Приклад розв'язування

Приклад 1. Дано: труба - по ДСТУ 550-75; матеріал прокладення; тиск середі - p , Н/мм², t_c - температура середовища, °С; z - число болтів, товщина фланця - h_1 , мм, s - товщина стінки труби, мм, D_1 - діаметр труби, мм. Розрахувати фланцеве з'єднання трубопровода з неконтактируючими фланцями (рис. 14.1). Дані для розрахунку прийняти по таблиці 14.1.

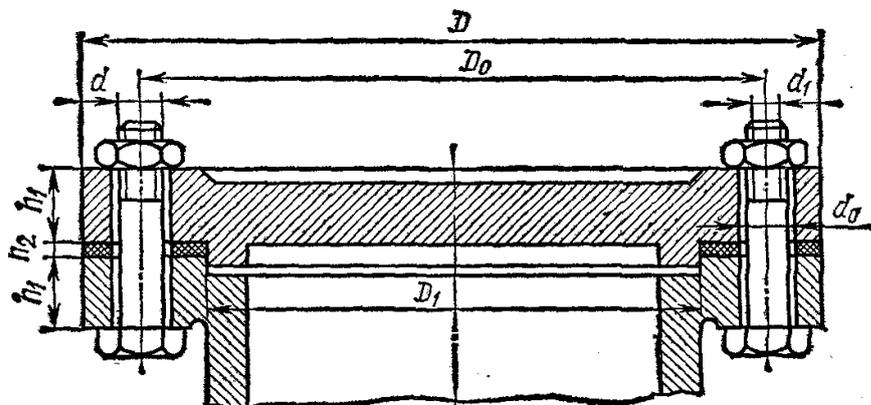


Рисунок 14.1 – Схема фланцевого з'єднання з неконтактируючими фланцями

$$S_1 = 2S; b = S_1 + h_2; l_b = 2h_1 + 3h_2;$$

$$l_1 = 3,5d; D_n = D_1 + s_1 + 5d$$

Таблиця 14.1 – Вихідні данні

№ варіант	Труба		p, МПа	h ₁ , мм	h ₂ , мм	t _c , °C	z	Матеріал прокладки
	D ₁ , мм	S, мм						
1	89	4,0	3,0	4,0	2,0	460	4	Пароніт
2	108	4,0	4,0	4,0	2,0	440	8	Пароніт
3	114	6,0	5,0	5,0	2,0	420	8	Пароніт
4	127	10,0	6,0	10,0	3,0	380	8	Пароніт
5	127	6,0	7,0	7,0	2,0	360	8	Пароніт
6	133	7,0	8,0	8,0	2,0	340	8	Пароніт
7	133	9,0	9,0	10,0	3,0	320	8	Пароніт
8	146	11,0	10,0	12,0	5,0	300	8	Фторопласт-4
9	152	6,0	11,0	11,0	4,0	350	12	Фторопласт-4
10	152	10,0	12,0	10,0	4,0	400	12	Фторопласт-4
11	168	11,0	13,0	12,0	6,0	450	12	Фторопласт-4
12	194	7,0	14,0	14,0	5,0	500	16	Фторопласт-4
13	194	10,0	15,0	16,0	5,0	450	16	Фторопласт-4
14	194	12,0	14,5	11,0	4,0	400	16	Фторопласт-4

Розв'язування

Необхідно прийняти ступінь точності болтів (зазвичай нормальної точності) і матеріал болтів. Очевидно, що в даному з'єднанні болти повинні бути поставлені з попередньої затягуванням. Можлива подальша затягування болтів при робочому режимі. Болти з'єднання навантажені однаково. Зовнішня сила F_v , діюча на болтове з'єднання, являє собою силу внутрішнього тиску,

$$F_e = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot p, \text{ Н.} \quad (14.1)$$

Зовнішня сила, що проходить на один болт, дорівнює

$$F = \frac{F_e}{z}, \text{ Н.} \quad (14.2)$$

Далі визначити осьову розтягувальну силу F_a , Н, що діє на болт після попереднього затягування і додатки зовнішньої сили F , Н.

З огляду на, що для герметичності з'єднання між кришкою і фланцем передбачається прокладка, прийняти коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,5$. Прийняти коефіцієнт затягування болта $k = 3$. Тоді

$$F_a = [K (1 - \chi) + \chi] F, \text{ Н.} \quad (14.3)$$

Прийняти по ДСТУ для обраного матеріалу (стали) межа плинності σ_T (СтЗ $\sigma_T = 220$ МПа). По таблиці 14.5 прийняти допустимий коефіцієнт запасу міцності $[s]$, визначити допустиме напруження на розтяг

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \text{ МПа.} \quad (14.4)$$

Внутрішній діаметр різьби болта визначити

$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_p]}}, \text{ Мм.} \quad (14.5)$$

За ДСТУ (див. СТ РЕВ 181-75, 182-75) (таблиця 14.2) прийняти різьблення М ____ (крок ____), внутрішній діаметр різьби d_1 , мм.

Прийнятим розмірами різьби болтів і товщинам скріплюються деталей відповідає болт М ____ (ДСТУ 7798-70) (таблиця 14.3) і гайка М ____ (ДСТУ 5915-70) (таблиця 14.4).

Перевірити величину коефіцієнта запасу міцності $[s]$ відповідно до таблиці 14.5.

Визначити по ДСТУ 5915-70 зовнішній діаметр опорної поверхні гайки $a = D$, мм (таблиця 5.4).

Прийняти модулі пружності матеріалу болта (сталь $E=2 \times 10^5$ МПа), матеріалу трубопроводів ($E_1=2 \times 10^5$ МПа) і матеріалу прокладки:

- пароніт - $E_2 = 1 \times 10^3$ МПа;
- фторопласт-4 - $E_2 = 8 \times 10^2$ МПа.

Коефіцієнт податливості болта

$$\lambda_b = \frac{l}{AE}, \quad (14.6)$$

де A - розрахункова площа стержня болта, мм² (таблиця 14.6).

Прийняти діаметр отвору для болта (на 0,5 ... 1 мм більше d болта).

Визначити коефіцієнт піддатливості скріплюються болтом деталей

$$\lambda_d = \frac{2h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} = \frac{2h_1}{\pi \cdot \left[(a + 0.5h_1)^2 - d^2 \right] \cdot E_1} + \frac{h_2}{\pi \cdot \left[(a + 0.5h_2)^2 - d_0^2 \right] \cdot E_2} \quad (14.7)$$

Коефіцієнт зовнішнього навантаження

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_d + \lambda_b}. \quad (14.8)$$

Перевірити збіг з раніше прийнятим значенням, при розбіжності повторити розрахунок.

Викреслити на міліметровці в зручному стандартному масштабі фланцеве з'єднання.

Довідкові дані

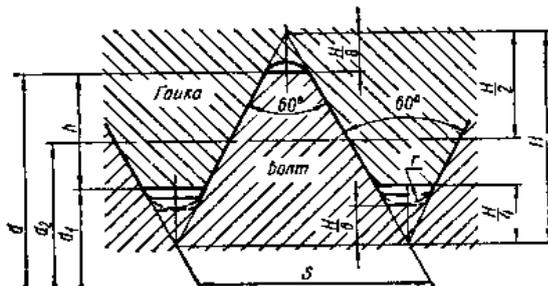


Рисунок 14.1 – Розміри, мм

Таблиця 14.2 – Основні параметри метричної різьби з великим кроком

Діаметри			Крок, S	Робоча висота профілю h	F_t , мм ²
d	d_2	d_1			
1	2	3	4	5	6
1	0,838	0,730	0,25	0,135	0,417
1,1	0,938	0,830	0,25	0,135	0,541
1,2	1,038	0,930	0,25	0,135	0,653
1,4	1,205	1,075	0,30	0,162	0,91
1,6	1,373	1,221	0,35	0,189	1,178
1,8	1,573	1,421	0,35	0,189	1,575
2	1,740	1,567	0,40	0,216	1,93
2,2	1,908	1,713	0,45	0,243	2,32
2,5	2,208	2,013	0,45	0,243	3,18
3	2,675	2,459	0,50	0,270	4,77
3,5	3,110	2,850	0,60	0,325	6,36
4	3,546	3,242	0,70	0,379	8,25
4,5	4,013	3,688	0,75	0,406	10,7
5	4,480	4,134	0,80	0,433	13,35
6	5,350	4,918	1	0,541	19
7	6,350	5,918	1	0,541	27,4
8	7,188	6,647	1,25	0,676	34,6
9	8,188	7,647	1,25	0,676	46,2
10	9,026	8,376	1,5	0,812	54,9
11	10,026	9,376	1,5	0,812	69,0
12	10,863	10,106	1,75	0,947	80,0
14	12,701	11,835	2	1,082	110
16	14,701	13,835	2	1,082	150,1
18	16,376	15,294	2,5	1,353	184,5
20	18,376	17,294	2,5	1,353	235,5
22	20,376	19,294	2,5	1,353	292

Діаметри			Крок, S	Робоча висота профілю h	F_t , мм ²
d	d_2	d_1			
1	2	3	4	5	6
24	22,051	20,752	3	1,624	338
27	25,051	23,752	3	1,624	444
30	27,727	26,211	3,5	1,894	541
33	30,727	29,211	3,5	1,894	668
36	33,402	31,670	4	2,165	785
39	36,402	34,670	4	2,165	942
42	39,077	37,129	4,5	2,435	1082
45	42,077	40,129	4,5	2,435	1262
48	44,752	42,587	5	2,706	1430
52	48,752	46,587	5	2,706	1705
56	52,428	50,046	5,5	2,977	1960
60	56,428	54,046	5,5	2,977	2298
64	60,103	57,505	6	3,247	2600
68	64,103	61,505	6	3,247	2980

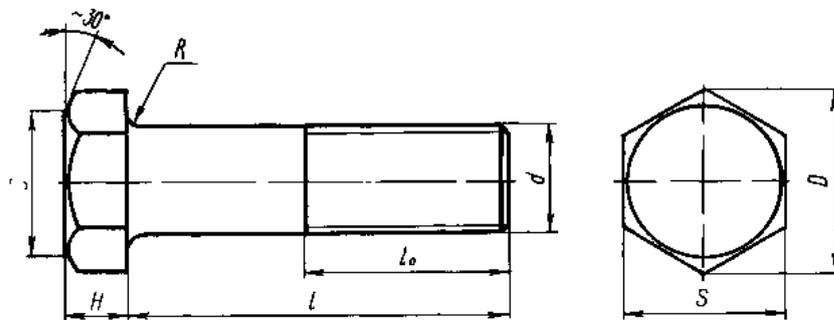


Рисунок 14.2 – Виконання 1

$$D_1 = (0,90 \dots 0,95)S$$

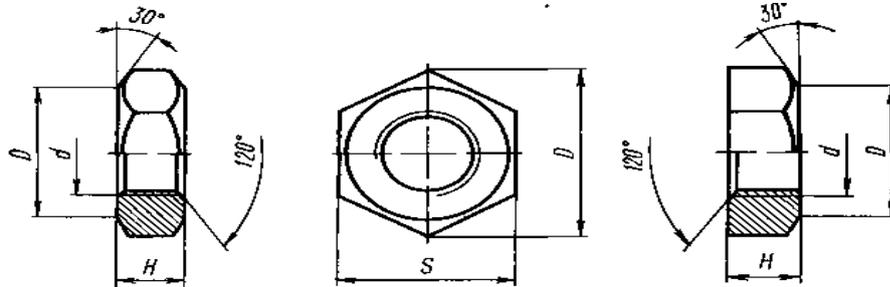
Таблиця 14.3 – Гвинти з шестигранною головкою нормальної точності (ДСТУ 7798-70)

d	S	H	D , не менше	R	l	l_0
1	2	3	4	5	6	7
6	10	4,0	10,9	0,25... 0,6	22... 90	18
8	13	5,5	14,2	0,40... ,1	28... 100	22
10	17	7,0	18,7	0,6... ,6	32... 200	26; 32
12	19	8,0	20,9	0,6... ,6	35... 260	30; 36
(14)	22	9,0	24,3	0,6... ,6	40... 300	34; 40
16	24	10,0	26,5	0,6... ,6	45... 300	38; 44
(18)	27	12,0	29,9	0,6... ,6	50... 300	42; 48
20	30	13,0	33,3	0,8... 2, 2	55... 300	46; 52
(22)	32	14,0	35,0	0,8... 2, 2	60... 300	50; 56
24	36	15,0	39,6	0,8... 2, 2	65... 300	54; 60
(27)	41	17,0	45,2	1,0... 2,7	70... 300	60; 66
30	46	19,0	50,9	1,0... 2,7	75... 300	66; 72
36	55	23,0	60,8	1,0... 3,2	90... 300	78; 84
42	65	26,0	72,1	1,2... 3,3	105... 300	90; 96
48	75	30,0	83,4	1,6... 4,3	115... 300	102; 108

Примітка. Довжину l вибирають по вказаних межах із ряду: 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120,

d	S	H	D , не менше	R	l	l_0
1	2	3	4	5	6	7
(125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300						

$$D_1 = (0,9 \dots 0,95) S$$



Виконання 1

Виконання 2

Рисунок 14.2 – Виконання 1,2

$$D_1 = (0,9 \dots 0,95) S$$

Таблиця 14.4 – Гвинти шестигранні

d	Грубої точності			Нормальної точності			Підвищеної точності		
	S номін.	H номін.	D , не менше	S номін.	H номін.	D , не менше	S номін.	H номін.	D , не менше
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3							5,5	2,4	6,0
4							7,0	3,2	7,7
5							8,0	4,0	8,8
6				10,0	5,0	10,9	10,0	5,0	11,0
8				13	6,5	14,2	13	6,5	14,4
10			18,9	17	8	18,7	17	8	18,9
12			24,5	19	10	20,9	19	10	21,1
(14)			26,3	22	11	24,3	22	11	24,5
16			29,6	24	13	26,5	24	13	26,8
(18)			32,8	27	15	29,9	27	15	30,2
20	30	16	32,4	30	16	33,3	30	16	33,6
(22)	32	18	34,4	32	18	35,0	32	18	35,8
24	36	19	38,8	36	19	39,6	36	19	40,3
(27)	41	22	44,4	41	22	45,2	41	22	45,9
30	46	24	50,5	46	24	50,9	46	24	51,6
36	55	28	59,7	55	29	60,8	55	29	61,7
42	65	34	70,8	65	34	72,1	65	34	73,0
48	75	38	81,9	75	38	83,4	75	38	84,3

Таблиця 14.5 – Коефіцієнт безпеки при розрахунку болтів з неконтрольованою затягуванням

Матеріал болта	статичне навантаження	Змінне навантаження
----------------	-----------------------	---------------------

(сталь)	M6 - M16	M16 - M30	M30 - M60	M6 - M16	M16 - M30
вуглецева	3 ... 4	3 ... 2	2 ... 1,3	10 ... 6,5	6,5
легована	5 ... 4	4 ... 2,5	2,5	7,5 ... 5	5

Таблиця 14.6 – Допустима розтягуються статичне навантаження [F]
для затягнутих болтів класу міцності 3,6

Тип різьби	Внутрішній діаметр різьби (СТ РЕВ 185-75)	розрахункова площа стержня болта А, мм ²	Навантаження, що допускається F _r , кН	
			неконтрольована затяжка	контрольована затягування
M6	4,917	17,8	0,83	3,6
M8	6,647	32,9	1,48	6,5
M10	8,376	52,3	2,40	10,3
M12	10,106	76,3	3,70	14,4
(M14)	11,835	104,5	5,10	20,6
M16	13,835	144	7,50	27
(M18)	15,294	175	10,30	33
M20	17,294	226	14,40	44
(M22)	19,294	282	19,10	55
M24	20,752	324	23,60	64
(M27)	23,752	427	33,00	83
М03	26,211	518	45,00	100
(M33)	29,211	647	56,2	128
M36	31,670	760	72,00	152

ЧАСТИНА 3.
МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ З ОРГАНІЗАЦІЇ САМОСТІЙНОЇ
РОБОТИ СТУДЕНТІВ

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 1. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ ТА ПЕРЕДАЧІ ГНУЧКОГО ЗВ'ЯЗКУ

Тема 1. Вступ. Деталі машин загального призначення.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Дати визначення поняття «механізм»

- A. система твердих тіл, призначена для перетворення руху одного або кількох тіл у необхідний рух інших тіл
- B. частина машини, яку виготовляють без складальних операцій
- C. пристрій, що застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення праці людини
- D. механізм або пристрій, що виконує механічний рух і застосовується для перетворення енергії, матеріалів або інформації з метою полегшення або заміни фізичної чи розумової праці людини і підвищення її продуктивності

Вказати об'єкти, що відносяться до механічних передач

- A. зубчасті передачі
- B. вали і осі
- C. підшипники
- D. муфти

Вказати деталі, що обслуговують обертальний рух

- A. вали і осі
- B. зубчасті передачі
- C. підшипники
- D. муфти

Вкажіть функцію механічної передачі

- A. змінення частоти обертання вала
- B. з'єднання валів
- C. зниження коефіцієнта тертя
- D. збільшення ККД привода

Редукторами називаються

- A. механізми, що містять закриті передачі, які знижують частоту обертання
- B. механізми, що містять закриті передачі, які збільшують частоту обертання
- C. механізми, що містять закриті передачі, які регулюють частоту обертання
- D. механізми, що приводять в дію робочий орган

Яку передачу застосовують для передачі руху на значну відстань

- A. пасову
- B. конічну
- C. циліндричну
- D. черв'ячну

З якою метою використовуються умовні позначення елементів кінематики в схемах

- A. для спрощення зображення елементів привода
- B. для змоги регулювання швидкості робочого органа
- C. для визначення передаточного числа передачі
- D. для визначення потужності привода

Яка передача передає рух безпосереднім контактом

- A. пасову
- B. ланцюгова
- C. циліндричну
- D. будь-яка

Вкажіть передачу, яка працює за рахунок сил тертя

- A. пасову
- B. ланцюгова
- C. рейкова
- D. зубчаста

Вкажіть передачу поступального руху

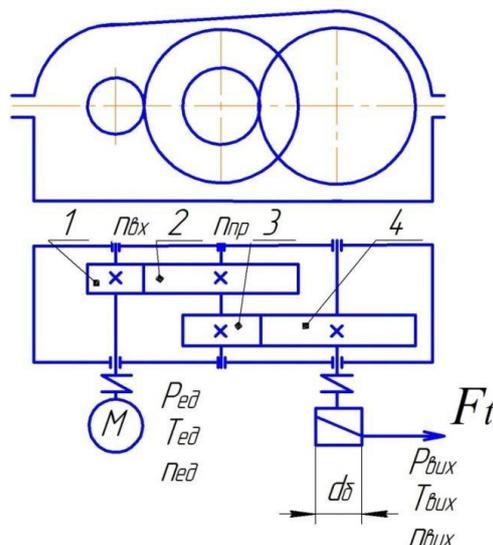
- A. пасову
- B. черв'ячна
- C. рейкова
- D. зубчаста

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Сила натягу канату на барабані лебідки F_t , діаметр барабана d_0 , частота обертання барабана n_0 , передаточне число редуктора U_p , ККД лебідки $\eta_{прив}=0,87$ (рис.1.1). Розрахуйте частоту обертання валу електродвигуна, момент обертання і потужність на його валу. Варіанти

значень змінних даних до задачі наведені у табл. 1.1.

Рисунок 1.1.



Таблиця 1.1 – Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
F_t , Н	1500	1750	2000	2250	2500	2750
$d_б$, мм	200	250	300	350	400	450
$n_б$, хв ⁻¹	100	110	125	150	175	200
U_p	6,0	6,5	7,0	7,1	7,5	8,0

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 2. Зубчата передача.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Яке зубчасте колесо з пари зубчастого зачеплення прийнято називати терміном шестірня

- A. менше по діаметру
- B. завжди ведуче
- C. більше по діаметру
- D. завжди ведене

Чому, як правило, косозуба шестірня виконується з лівим, а колесо з правим напрямком зуба

- A. для підвищення точності виготовлення
- B. для забезпечення більшої жорсткості
- C. для забезпечення більшої міцності
- D. для забезпечення кращого контакту зубів

Який напрямок зуба повинне мати циліндричне косозубе зубчасте колесо для зачеплення з колесом, що має лівий напрямок зуба

- A. правий
- B. лівий
- C. не має значення
- G. залежить від кроку зачеплення

Редуктор – це механізм

- A. із постійним передаточним числом
- B. із ступінчастим регулюванням передаточного числа
- C. із безступінчастим регулюванням передаточного числа
- D. із перемінним передаточним числом

Яке співвідношення між торцевим і нормальним модулем справедливе для косозубого циліндричного колеса

- A. торцевий модуль більше нормального модуля
- B. торцевий модуль менше нормального модуля
- C. модулі однакові
- D. торцевий модуль вдвічі менше за нормальний модуль

Вкажіть найбільш технологічний спосіб одержання заготовок для виготовлення сталевих зубчастих циліндричних коліс діаметром меншим 600 мм в умовах масового виробництва

- A. кування і штампування
- B. точіння з прокату
- C. фрезерування
- D. литво

Який із модулів циліндричних косозубого циліндричного колеса повинний відповідати Держстандарту

- A. нормальний
- B. торцевий
- C. коловий
- D. осьовий

Чому дорівнює кут нахилу зуба прямозубої циліндричної передачі

- A. 0°
- B. 90°
- C. 20°
- D. 45°

Який вал циліндричного двоступінчастого редуктора передає найменший обертаючий момент

- A. ведучий
- B. ведений
- C. проміжний
- D. тихохідний

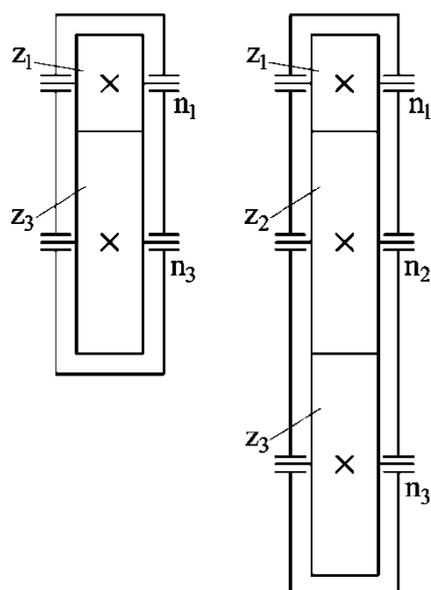
Яке з циліндричних зубчастих коліс, як правило, має більшу ширину зубчастого вінця

- A. шестерня
- B. колесо
- C. ширина вінців однакова
- D. ведуче колесо

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Визначити передаточне число, частоту обертання вихідного вала для двох зубчастих передач, схеми яких представлені на рис. 2.1. Указати, який вплив маж проміжне зубчасте колесо z_2 на величину передаточного числа й на напрямок обертання веденого вала. Числа зубців: z_1, z_2, z_3 . Частота обертання вхідного вала n_1 . Варіанти значень змінних даних до задачі наведені у табл. 2.1.

Рисунок 2.1 – Схеми зубчастих передач



Таблиця 2.1 – Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
z_1	20	25	18	24	17	25
z_2	25	40	36	48	45	70
z_3	71	89	64	85	60	89
$n_1, \text{хв}^{-1}$	720	780	890	920	1390	1480

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 3. Черв'ячна передача.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Вкажіть на одну з переваг черв'ячних передач у порівнянні із зубчастими

- A. можливість одержання великих передаточних чисел
- B. можливість одержання великих швидкостей ковзання
- C. можливість одержання високих значень ККД
- D. можливість виготовлення з більш дешевих матеріалів

Який елемент є ведучим у черв'ячному редукторі

- A. черв'як
- B. сателіт
- C. черв'ячне колесо
- D. водило

Вкажіть, з якою метою виконуються ребра на корпусі черв'ячного редуктора

- A. для підвищення жорсткості і тепловіддачі
- B. для простоти виготовлення
- C. з технологічних міркувань
- D. для підвищення маси корпусу

Який кут перехрещування валів черв'яка і черв'ячного колеса прийнятий для силових передач

- A. 90°
- B. 60°
- C. 0°
- D. 45°

Скільки валів має конструкція одноступінчастого черв'ячного редуктора

- A. два
- B. один
- C. три
- D. чотири

Що являється головною причиною відносно низького значення ККД силових черв'ячних передач

- A. тертя ковзання у місці контакту
- B. тертя кочення у підшипниках
- C. втрати на перемішування мастила
- D. втрати на втомне викришування

Яку властивість черв'ячних передач використовують у приводах вантажопідйомних механізмів і машин

- A. ефект самогальмування
- B. плавність і безшумність роботи
- C. можливість точних ділительних переміщень
- D. низький ККД

Який напрямок повинні мати зуби черв'ячного колеса в черв'ячній передачі

- A. такий же, як і у витків черв'яка
- B. протилежний виткам черв'яка
- C. напрямок зубів залежить від розташування черв'яка
- D. напрямок зубів залежить від матеріалу черв'яка

Як впливає число заходів черв'яка на ККД черв'ячної передачі

- A. зі збільшенням числа заходів черв'яка ККД зменшується
- B. зі збільшенням числа заходів черв'яка ККД не змінюється
- C. число заходів черв'яка на ККД не впливає
- D. зі збільшенням числа заходів черв'яка ККД збільшується

Який вид розрахунку прийнятий для черв'ячних передач у якості проектного

- A. розрахунок зубів колеса на згин
- B. розрахунок на контактну міцність
- C. тепловий розрахунок зачеплення
- D. розрахунок на коливання

2. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Відомі наступні параметри черв'ячної передачі: міжосьова відстань $a = 280$ мм, передатне число $U = 12,5$, число заходів черв'яка $z_1 = 4$ та коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 20$. Розрахувати ділительні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса, а також модуль зачеплення.

Задача 2. Черв'ячний одноступінчатий редуктор, установлений у приводі лебідки, яка має діаметр барабана d_6 . Розрахуйте вантажопідйомність лебідки F_t , якщо міжосьова відстань черв'ячної передачі a , число зубців колеса z_2 , коефіцієнт діаметра черв'яка q . При розрахунку прийняти сумарний коефіцієнт у розрахунку міжосьової відстані по обертаючому моменті

$K_a' = 300 \text{ МПа}^{1/3}$, коефіцієнт навантаження K_H , допустимі контактні напруження черв'ячного колеса $[\sigma]_H$. ККД пари підшипників кочення - 0,99. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1– Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
d_b , мм	250	500	350	400	300	450
a , мм	100	200	140	160	180	160
z_2	32	50	40	36	50	40
q	8,0	12,5	16,0	14,0	20,0	10,0
K_H	2,20	2,12	2,10	2,10	2,15	2,05
$[\sigma]_H$, МПа	221	204	198	217	215	210

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 4. Планетарні, хвильові зубчасті передачі.

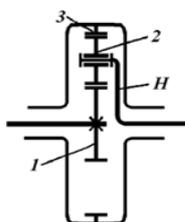
Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

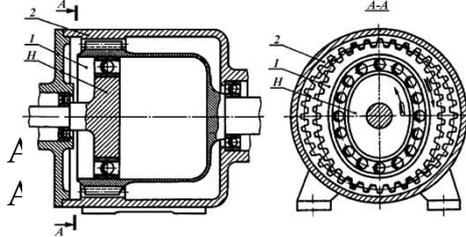
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Кінематична схема якого редуктора зображена на рисунку



- A. планетарного
- B. конічно-циліндричного
- C. хвильового
- D. циліндрично-черв'ячного

Кінематична схема якого редуктора зображена на рисунку

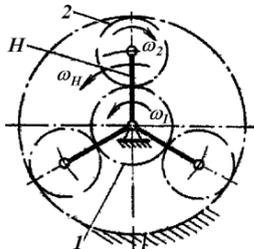


- A. хвильового
- B. конічно-циліндричного
- C. черв'ячно-циліндричного
- D. циліндрично-черв'ячного

Продовжте фразу: «У планетарній передачі осі валів

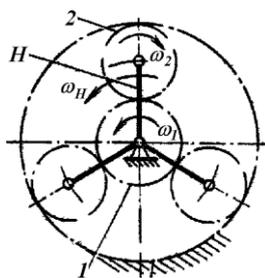
- A. перетинаються
- B. паралельні
- C. співпадають
- D. переміщуються

Яку назву має елемент передачі, що позначений цифрою 2



- A. сателіт
- B. колесо конічне
- C. черв'як
- D. зірочка

Яку назву має елемент передачі, що позначений буквою Н



- A. сателіт
- B. водило

- C. черв'як
- D. ланцюг

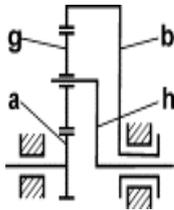
Назвіть головну кінематичну характеристику планетарної передачі

- A. потужність
- B. момент
- C. кратність
- D. модуль

Вкажіть одну з умов існування планетарного ряду

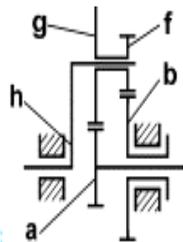
- A. ведучим елементом передачі є черв'як
- B. центральні колеса і водило мають загальну геометричну вісь обертання
- C. осі валів перетинаються під кутом 90°
- D. наявність в передачі косозубих коліс

Схему якої передачі зображено на рисунку



- A. планетарна із внутрішнім зачепленням
- B. планетарна із зовнішнім зачепленням
- C. хвильову
- D. циліндричну співвісну

Схему якої передачі зображено на рисунку



- A. планетарна із внутрішнім зачепленням
- B. планетарна із зовнішнім зачепленням
- C. хвильову
- D. циліндричну співвісну

За якими формулами виконують міцностний розрахунок планетарних передач

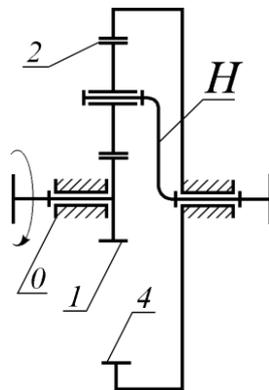
- A. за формулами для циліндричних передач
- B. за формулами для конічних передач
- C. за формулами для черв'ячних передач
- D. за формулами для варіатора

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Визначити величину передаточного відношення i_{1-H} планетарного механізму за схемою (рис.4.1. схема редуктора). Число зубців коліс: $z_1=20$, $z_2=20$, $z_4=60$.

Колесо 4 виконано заодно з корпусом передачі.

Рисунок 4.1 – Схема редуктора



Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 5. Ланцюгова передача.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Який з приведених виразів можна віднести до переваг ланцюгових

передач (у порівнянні з пасовими)

- A. плавність руху ланцюга
- B. висока точність установки валів
- C. не вимагають змащення
- D. відсутність прослизання

Який з приведених виразів можна віднести до переваг ланцюгових передач (у порівнянні з пасовими)

- A. не вимагають змащення
- B. не вимагають попереднього натягу
- C. не вимагають високої точності монтажу
- D. плавність руху ланцюга

Який з приведених виразів можна віднести до недоліків ланцюгових передач (у порівнянні з пасовими)

- A. малі зусилля на вали
- B. підвищені габарити
- C. поштовхи, удари, шум
- D. не вимагають попереднього натягу

Який з приведених виразів можна віднести до недоліків ланцюгових передач (у порівнянні з пасовими)

- A. подовження ланцюга внаслідок зносу
- B. незалежність потужності, що передається, від кута обхвату
- C. значно більші габарити
- D. не вимагають попереднього натягу

Яку передачу застосовують для передачі руху на значну відстань

- A. циліндричну
- B. конічну
- C. черв'ячну
- D. ланцюгову

Яка група ланцюгів вивчається в курсі «Деталі машин»

- A. вантажні
- B. тягові
- C. приводні
- D. електричні

Що показує число 15,875 в умовному позначенні ланцюга ПР-15,875-2270

- A. діаметр ролика
- B. крок ланцюга
- C. діаметр валика
- D. ширину пластини

Що показують літери "ПР" в умовному позначенні ланцюга ПР-15,875-2270

- A. приводний роликовий
- B. приводний рознімний
- C. приводний радіальний
- D. приводний рівномісний

Які матеріали використовують для деталей шарнірів приводних ланцюгів (валики, втулки, ролики)

- A. пружинні сталі
- B. середньовуглецеві сталі
- C. чавун ковкий
- D. кольорові метали

Що є основною причиною втрати працездатності ланцюгової передачі

- A. знос шарнірів ланцюга
- B. розтяг пластин ланцюга
- C. руйнування роликів від втоми
- D. згин роликів

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Потужність передачі $P_1=3$ кВт; частота обертання ведучої зірочки $n_1=950$ об/хв (встановлена на валу електродвигуна), передаточне число $u=2,3$; режим роботи передачі - робота безперервна, спокійна, передача розташована горизонтально, натяг ланцюга регулюється переміщення вала однієї з зірочок; мащення - періодичне.

Задача 2. Перевірити приводний роликовий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, якщо на передачу діє обертаючий момент T_1 , число зубців провідної зірочки z_1 , інтенсивність навантаження характеризується коефіцієнтом K_H , зовнішня динаміка передачі характеризується коефіцієнтом K_A . Припустимо питомий тиск у шарнірі ланцюга $[p]_{зн}$. Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1– Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Марка ланцюга	ПР-19,05	2ПР-25,4	2ПР-15,875	ПР-31,75	2ПР-19,05	ПР-38,1
T_1 , Н м	80	125	170	160	200	190
z_1	25	27	19	27	31	21
K_H	1	0,8	0,4	0,6	0,2	1
K_A	1	1,3	1	1,5	1,5	1,3

$[p]_{3H}$, МПа	20	28	32	25	33	24
------------------	----	----	----	----	----	----

Примітка. У розрахунку використовувати довідкові дані табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Параметри приводних роликів ланцюгів

Марка ланцюга	$p_{ц}$, мм	B , мм	D_p , мм	$A_{он}$, мм ²	$F_{руйн}$, кН	q , кг/м
1	2	4	5	6	7	8
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180					31,8	1,40
ПР-15,875-2270	15,875	9,65	10,16	71	22,7	1,00
2ПР-15,875-4540					45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200					72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	15,88	15,88	180	56,7	2,60
2ПР25,4-11340					113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	19,05	19,05	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700					177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400					254,0	11,00

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 6. Ремені передачі.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для

обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Корд у клиновому пасі призначений для

- A. сприйняття сил, що передаються
- B. зменшення подовжньої жорсткості паса
- C. захисту паса від розшаровування
- D. амортизації коливань при пуску

Чим відрізняються клинові паси, що позначаються буквами "А" і "Б"

- A. геометричними розмірами перетину
- B. конструкцією корда
- C. розміром кута клина паса
- D. довжиною

Зі збільшенням корисного навантаження, відцентрові сили в пасі

- A. не зміняться
- B. зменшаться
- C. збільшаться
- D. зменшаться незначно

Зі збільшенням передаточного відношення пасової передачі кут обхвату на малому шківі

- A. зменшиться
- B. збільшиться
- C. не зміниться
- D. збільшиться незначно

У раціональній конструкції клинового паса корд розташовується

- A. нижче центра ваги перетину паса
- B. вище центра ваги перетину паса
- C. по лінії геометричного центра паса
- D. по лінії, що проходить через центр ваги перетину

У якого з приведених клинових пасів площа перетину більша

- A. типу В
- B. типу О
- C. типу А
- D. типу Б

На що вказує буква "Т" у позначенні клинового паса: А-1400Т

- A. конструкцію корду (тканинний)
- B. призначення паса (тяговий)
- C. твердість матеріалу паса (твердий)

D. матеріал паса (текстиль)

Чому дорівнює кут обхвату на ведучому шківі при передаточному відношенні пасової передачі $i=1$

- A. 120°
- B. 80°
- C. 90°
- D. 30°

Який з приведених виразів можна віднести до переваг пасових передач у порівнянні з ланцюговими

- A. плавність руху
- B. висока точність установки валів
- C. високий ККД
- D. відсутність прослизання

Який із приведених перерізів клинових пасів має змогу працювати з більшою швидкістю

- A. В-1500Ш
- B. Г-2500Ш
- C. Д-1500Ш
- D. А-1400Ш

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Електричний двигун, на вал якого насаджений шків В, за допомогою пасової передачі обертає шків А, який насаджений на вал компресора, зі сталою кутовою швидкістю. Положення корпусу і валу компресора зафіксовано. Робота системи забезпечується шляхом попереднього натягу паса, який здійснюється при вимкненому електродвигуні шляхом горизонтального переміщення двигуна. Для роботи компресора потрібно створити момент сили $M=700 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

З якою мінімальною горизонтальною силою треба здійснити попередній натяг паса для забезпечення відсутності ковзання паса по поверхнях шківів у процесі роботи? Радіуси шківів $R=0,5 \text{ м}$, $r=0,3 \text{ м}$, відстань між осями $d=2 \text{ м}$. Коефіцієнти тертя паса по поверхнях блоків $f_A=0,4$, $f_B=0,4$.

Задача 2. Розрахувати потужність, що може передати клинопасова передача з кількістю пасів z заданого профілю, якщо ведучий шків діаметром d_1 обертається з частотою n_1 й охоплюється пасом на кут α_1 . Довжина паса L . Коефіцієнт режиму навантаження C_p . Варіанти значень змінних даних до задачі представлені в табл.6.1.

Таблиця 6.1– Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	1	2	3	4	5	6
Профіль	Б	А	Б	В	О	А
z	1	4	5	3	3	2
d_1 , мм	140	125	160	250	71	112
n_1 , хв ⁻¹	1430	765	1795	1535	2700	860
L , мм	1800	1360	1800	3750	1000	1370
α_1 , град	140	140	150	160	170	160
C_p	1,15	1,2	1,18	1,09	1,08	1,14

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 7. Фрикційні передачі.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Фрикційні передачі можуть бути за конструкцією

- А. черв'ячні
- В. циліндричні
- С. зубчасті
- Д. гвинтові

Яка основний недолік фрикційних передач

- A. нерівномірність обертання
- B. неможливість безступінчастого регулювання передаточного числа
- C. великі навантаження на вали
- D. неможливість передачі руху під кутом 90°

До яких передач відносять фрикційні передачі

- A. передача тертям з безпосереднім контактом
- B. передача зачепленням з гнучким зв'язком
- C. передача тертям з гнучким зв'язком
- D. немає вірної відповіді

Умова працездатності фрикційної передачі

- A. сила тертя у місці контакту котків повинна бути меншою за колову силу, що передається
- B. сила тертя у місці контакту котків повинна бути більшою за силу притискання цих котків
- C. сила тертя у місці контакту котків повинна бути більшою за колову силу, що передається
- D. всі відповіді вірні

З яких елементів складається фрикційна передача

- A. два котки та притискний елемент
- B. два котки, вал, опора
- C. два котки
- D. всі відповіді вірні

Класифікація фрикційних передач за формою поверхонь котків

- A. з безпосереднім дотиком, зі змінним передаточним числом
- B. циліндричні, комбіновані, сферичні, конічні, торові, клинові конічні, клинові циліндричні
- C. з безпосереднім дотиком, за допомогою проміжних деталей
- D. немає вірної відповіді

Класифікація фрикційних передач за способом передавання колової сили

- A. з безпосереднім дотиком, зі змінним передаточним числом
- B. циліндричні, комбіновані, сферичні, конічні, торові, клинові конічні, клинові циліндричні
- C. немає вірної відповіді
- D. з безпосереднім дотиком, за допомогою проміжних деталей

Класифікація фрикційних передач за призначенням

- A. з безпосереднім дотиком, за допомогою проміжних деталей
- B. немає вірної відповіді
- C. з постійним передаточним числом, зі змінним передаточним числом

Д. з безпосереднім дотиком, зі змінним передаточним числом

За якими ознаками класифікують фрикційні передачі

А. за розміщенням, за формою поверхонь котків, за способом передавання колової сили, за призначенням, за способом створення сили попереднього притискання

В. за розміщенням, за способом передавання колової сили, за призначенням, за способом створення сили попереднього притискання

С. за формою поверхонь котків, за способом передавання колової сили, за призначенням, за способом створення сили попереднього притискання

Д. немає вірної відповіді

До якої передачі відноситься варіатор

А. фрикційна

В. пасова

С. гвинт-гайка

Д. немає вірної відповіді

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Визначити у фрикційній циліндричній передачі діаметри ведучого d_1 та веденого d_2 котків, міжосьову відстань a , колову силу F_t і силу притискання котків F_r за таких даних: $P_1=2\text{кВт}$ – потужність на валу ведучого котка; $u = 2,5$ – передаточне відношення; $f = 0,04$ – коефіцієнт тертя між котками; $[\sigma_H] = 1500 \text{ МПа}$ – допустиме контактне напруження (котки зі сталі ШХ15, передача працює в мастилі; $\omega_1=150\text{с}^{-1}$ – кутова швидкість ведучого котка; $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,3$ – коефіцієнт ширини котка (тут b – ширина котка); $\xi = 0,95$ – коефіцієнт проковзування; $k_{\xi\xi}=1,25$ – коефіцієнт запасу зчеплення; $K_H=1,1$ – коефіцієнт навантаження.

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

ЗМІСТОВИЙ МОДУЛЬ 2. ДЕТАЛІ З'ЄДНАННЯ

Тема 8. Передача гвинта-гайка.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Для чого призначена передача гвинт-гайка

- A. призначена для перетворення обертального руху в поступальний
- B. призначена для перетворення поступального руху в обертальний
- C. призначена для передачі обертового моменту
- D. всі відповіді вірні

В якому випадку передача гвинт-гайка перетворює поступальний рух в обертальний

- A. коли кут підйому більший від кута тертя
- B. при великих кутах підйому гвинтової лінії, порядку $\gamma > 12$
- C. коли кут підйому менший від кута тертя
- D. всі відповіді вірні

Назвати типи передач гвинт – гайка

- A. передачі тертям ковзання; передачі тертя кочення чи кулькові гвинтові пари
- B. передачі тертя ковзання
- C. передачі тертям кочення
- D. всі відповіді вірні

Що є ведучим елементом в передачі гвинт-гайка

- A. гвинт
- B. гвинт і гайка
- C. гайка
- D. немає вірної відповіді

Що є веденим елементом в передачі гвинт-гайка

- A. гвинт
- B. гвинт і гайка
- C. гайка
- D. немає вірної відповіді

Конструктивно передача гвинт-гайка може бути виконана

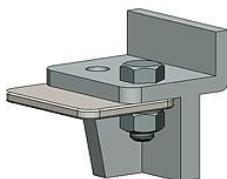
А. з обертальним рухом гвинта і поступальним рухом гайки; з гвинтом, що обертається і одночасно поступально переміщується при нерухомій гайці; з обертальним рухом гайки і поступальним рухом гвинта

В. з обертальним рухом гвинта і поступальним рухом гайки; з гвинтом, що обертається і одночасно поступально переміщується при нерухомій гайці

С. немає вірної відповіді

Д. з гвинтом, що обертається і одночасно поступально переміщується при нерухомій гайці, з обертальним рухом гайки і поступальним рухом гвинта

Як називається з'єднання, показане на рисунку



А. болтове

В. різьбове

С. роз'ємне

Д. гвинтове

Різьбові деталі (гвинти, гайки) виготовляються зазвичай з сталей

А. мало вуглецевої

В. середньоуглецевої

С. низьколегованої

Д. високолегованої

З перерахованих видів з'єднань відносяться до роз'ємних

А. заклепочні

В. різьбові

С. зварні

Д. пресові

З якою метою під гайку ставлять пружинну шайбу

А. для зменшення зминання деталей гайкою

В. для збільшення осьової сили в різьбовому з'єднанні

С. для ущільнення різьбового з'єднання

Д. для запобігання з'єднання від само відгвинчування

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. На рис.8.1. зображена кінематична схема гвинтового підйомника, до складу якого входять приводний електродвигун із циліндричною шестірнею на його валу, пов'язане з шестірнею циліндричне колесо, у маточині якого розміщена гайка передачі гвинт – гайка.

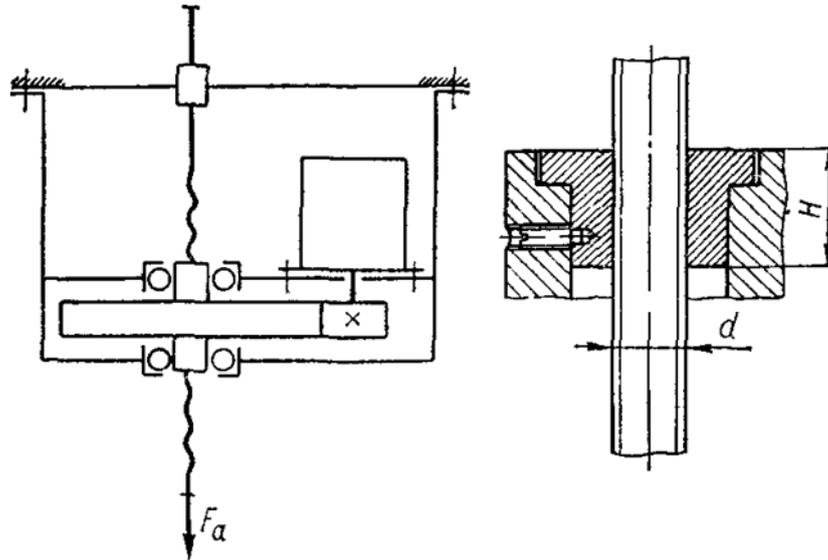


Рисунок 8.1 – Кінематична схема підйомника

Вертикальний гвинт верхнім кінцем утворює поступальну пару в корпусі, а до нижнього кінця закріплюється вантаж. При обертанні циліндричного колеса разом із гайкою гвинт здійснює поступальний рух, піднімаючи чи опускаючи вантаж.

Для підйомника треба підібрати електродвигун і розрахувати передачу гвинт – гайка за такими даними: маса вантажу (вантажність) $m = 800$ кг, швидкість піднімання $v = 0,05$ м/с.

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 9. Вали і вісі.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Чим відрізняється вал від осі

- A. вал обертається, вісь не обертається
- B. вал ступінчастий, вісь гладка
- C. вал передає обертаючий момент, вісь не передає
- D. вал не обертається, вісь обертається

Які матеріали частіше усього застосовуються для виготовлення валів редукторів

- A. середньо вуглецеві конструкційні і леговані сталі
- B. низьковуглецеві конструкційні сталі
- C. високоміцні і модифіковані чавуни
- D. кольорові метали

Яка форма шийок під підшипники найбільш поширена у конструкціях валів редукторів загального призначення

- A. конічна
- B. циліндрична
- C. сферична
- D. гелікоїдальна

Що відбувається при критичній (резонансній) частоті обертання

- A. зростає амплітуда коливань
- B. зростає частота коливань
- C. зростає період коливань
- D. зростає фаза коливань

До яких наслідків може привести навіть мала неврівноваженість (дисбаланс) елементів привода в умовах резонансу

- A. вихід частоти коливань вала за межі допустимих значень
- B. вихід періоду коливань вала за межі допустимих значень
- C. вихід фази коливань вала за межі допустимих значень
- D. руйнування елементів передач, вузла, машини

Які види валів застосовуються у зубчастих редукторах загального призначення

- A. прямі ступінчасті
- B. колінчасті
- C. гнучкі
- D. порожнисті

Вкажіть основні вимоги, які пред'являють до матеріалів валів редукторів

- A. забезпечення мінімальної металоємності
- B. забезпечення міцності і жорсткості
- C. забезпечення корозійної стійкості
- D. забезпечення високої пружності

Формулювання поняття «ВАЛ РЕДУКТОРА»: «Деталь редуктора, яка служить для

- A. передачі обертаючого моменту і підтримки деталей передач"
- B. передачі обертаючого моменту
- C. підтримки деталей передач
- D. зміни частоти обертання

Яку назву мають опорні частини валів і осей

- A. цапфи
- B. підшипники
- C. муфти
- D. шпонки

Яку назву має проміжна частина вала або осі

- A. підшипник
- B. шип
- C. п'ята
- D. шийка

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача. Розрахувати привідний вал циліндричний косозубого редуктора (рис. 9.1) і перевірити його втомну міцність. Вихідні дані (табл. 9.2): потужність, що передається валом P_1 , кВт; кутова швидкість ω_1 , рад/с; матеріал вала – сталь; розміри шестерні d_1 , мм, $L_{\text{мат}}$, мм; кут нахилу зубів β , град.; неврівноважена складова сили, що передається муфтою, $S=0,3F_{t21}$.

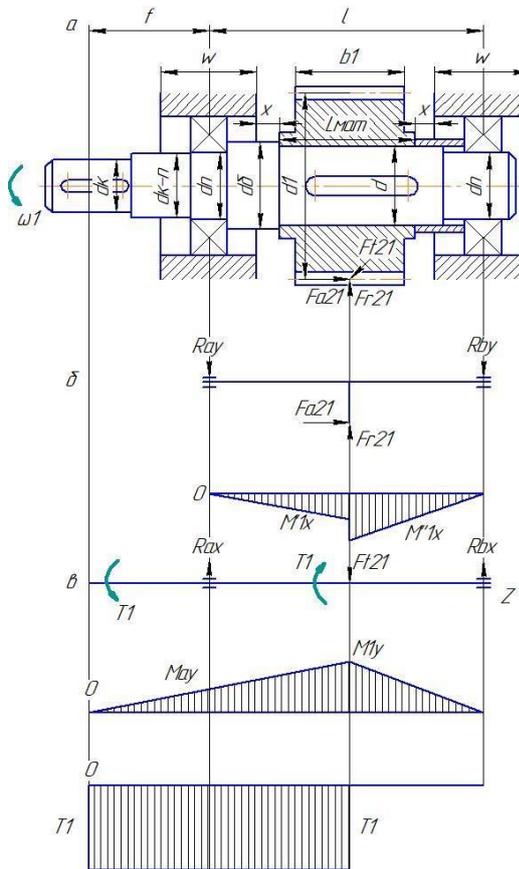


Рисунок 9.1 – Схема ведучого вала циліндричного косозубого редуктора
 а – з посадженими на нього деталями;
 б – схема навантаження вала у вертикальній площині і епюра згинальних моментів;
 в – схема навантаження вала в горизонтальній площині, епюри згинальних і обертаючих моментів

Таблиця 9.2. – Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	P_1 , кВт	ω_1 , рад/с	Розміри, мм		β , град.	Матеріал вала
			d_1	L_{MAT}		
1	14,5	75	108	116	9,5	Сталь 5
2	15,0	70	116	120	9,0	45
3	15,5	65	124	124	8,5	40X
4	16,0	60	136	128	8,0	20
5	16,5	55	144	132	8,5	20X
6	17,0	50	152	136	9,0	12ХН3А

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 10. Підшипники.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

До переваг підшипників кочення відносять

- A. простота монтажу і експлуатації
- B. шум
- C. обмежена вантажопідйомність
- D. великі радіальні розміри

До недоліків підшипників кочення відносять

- A. чутливість до ударних і вібраційних навантажень
- B. масове виробництво
- C. мала потреба в мастильному матеріалі
- D. простота монтажу і експлуатації

Підшипник кочення складається з

- A. внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення, сепаратора
- B. вкладишів, корпусу, тіл кочення
- C. корпусу, сепаратора, тіл кочення
- D. внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення

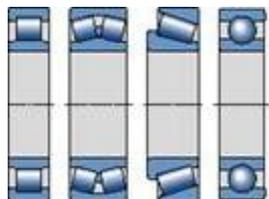
Сепаратор в підшипнику

- A. розподіляє та направляє тіла кочення
- B. збільшує навантажувальну здатність
- C. зменшує тертя
- D. направляє тіла кочення

За формою тіл кочення підшипники поділяють на

- A. кулькові, роликові
- B. радіальні, упорні
- C. роликові, упорні
- D. кулькові, радіальні

Що показано на рисунку



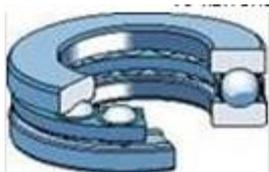
- A. підшипники кочення
- B. підшипники обертання
- C. шарики та ролики
- D. підшипники ковзання

Який підшипник вказаний на рисунку



- A. роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний
- B. роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний без внутрішнього кільця
- C. роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами однорядний без зовнішнього кільця
- D. роликопідшипник радіальний з короткими циліндричними роликами дворядний

Який підшипник вказаний на рисунку



- A. шарикопідшипник упорний одинарний
- B. шарикопідшипник упорний подвійний
- C. роликопідшипник упорний сферичний

D. підшипник шарнірний

До переваг підшипників ковзання відносять

- A. можливість виготовлення рознімних конструкцій підшипників
- B. малі втрати на тертя
- C. обмежена швидкохідність
- D. малі осьові розміри

Підшипник ковзання складається з

- A. вкладишів, корпусу, тіл кочення
- B. внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення, сепаратора
- C. корпусу, сепаратора, тіл кочення
- D. внутрішнього та зовнішнього кілець, тіл кочення

3. Задача для самостійного розв'язування.

Дібрати підшипники для цапф осі барабану стрічкового транспортеру. Натяжний барабан транспортеру перебуває під дією сили $F=2\text{кН}$, прикладеної посередині барабану, і обертається з частотою $n=150\text{хв}$. Діаметр шипів осі барабану $d=25\text{ мм}$. Транспортер працює з незначними поштовхами і коливаннями навантаження.

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 11. Муфти.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Яку з муфт можна віднести до нерозчіпних глухих

- A. фланцеву
- B. кулачково-дискову
- C. шарнірну
- D. ланцюгову

До числа обгінних муфт відносяться

- A. роликові
- B. відцентрові
- C. шарнірні
- D. фрикційні

Укажіть основні призначення запобіжних муфт

- A. захист механізмів від поломок при передачі граничних навантажень
- B. сприйняття осьової сили
- C. з'єднання валів з неточно сполученими осями
- D. з'єднання ділянок довгого складеного з окремих секцій вала

Укажіть основне призначення обгінної муфти

- A. передача руху і моменту тільки в один бік
- B. компенсація погрешностей установки валів, які з'єднуються захист механізмів від поломок
- C. передача руху і моменту в обох напрямках
- D. немає вірної відповіді

Запобіжні муфти необхідно обов'язково встановлювати

- A. в автоматичних машинах, що працюють без нагляду за їхньою роботою;
- B. у приводах машин з гідрофікованими робочими органами
- C. в машинах з ручним приводом
- D. в машинах з циклічним режимом роботи

Пальці пружної втулично-пальцевої муфти (МПВП) розраховують на

- A. згин
- B. стиск
- C. кручення
- D. зсув

Як залежить момент спрацьовування пружинно-дискової кулачкової запобіжної муфти від зусилля затягу її пружин

- A. прямопропорційно
- B. оберненопропорційно
- C. зовсім не залежить
- D. по різному в залежності від моменту на валі

З якою метою в конструкціях зубчастих керованих муфт застосовують синхронізатори

- А. для зрівняння частоти обертання валів при їх з'єднанні під час руху
- В. для зрівняння обертаючих моментів на валах перед їх з'єднанням
- С. для зрівняння амплітуд коливань кінців валів перед їх з'єднанням
- Д. для зрівняння прогину кінців валів перед їх з'єднанням

Для чого в приводах машин застосовують запобіжні муфти

- А. для автоматичного від'єднання валів при досягненні заданого обертаючого моменту
- В. для автоматичного з'єднання валів при досягненні заданої частоти обертання
- С. для передачі моменту в прямому напрямку і вільного обертання в зворотному
- Д. для зрівняння амплітуд коливань кінців валів перед їх з'єднанням

Яка з муфт може компенсувати значні кутові зміщення валів (до 40...45°)

- А. шарнірна
- В. кулачково-дискова (муфта Ольдгейма)
- С. хрестова з плаваючим сухарем
- Д. пружна втулково-пальцева

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Підібрати пружну втулково-пальцеву муфту та перевірити міцність її пальців і гумових втулок. Муфта з'єднує вал електродвигуна АІР160S4У3 з валом редуктора ланцюгового конвеєра: передана потужність $P=15$ кВт; частота обертання валу електродвигуна $n=1465$ хв⁻¹; $[\sigma]_{см}=1,8$ МПа (допустиме напруження зминання для гуми).

Задача 2. Порівняйте діаметри болтів фланцевої муфти двох виконань: виконання І - болт поставлений у отвір без зазору; виконання ІІ - болт поставлений у отвір із зазором. Переданий крутний момент $T=1000$ Н·м; число болтів $z=6$; $D=220$ мм; $D_6=220$ мм; $h=8$ мм; коефіцієнт тертя по стику фланців $f=0,2$; допустимі напруження: $[\sigma]_{см}=160$ Н/мм²; $[\tau]_{зр}=80$ Н/мм².

Задача 3. Підібрати типорозмір ланцюгової муфти, що з'єднує вал редуктора з приводним валом стрічкового конвеєра: потужність електродвигуна $P=15$ кВт при частоті обертання валу $n=1465$ хв⁻¹; загальне передавальне число приводу $u=30$ та загальний ККД $\eta=0,83$.

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 12. Пружні елементи.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.

2. Розв'яжіть тестові завдання.

Яка з наведених марок сталей більш підходить для виготовлення пружин загального призначення

- A. 60С2А
- B. 18ХГТ
- C. ШХ15СГ
- D. сталь 3

Який з перерізів дроту для виготовлення витої пружини розтягу або стиску найбільш розповсюджений

- A. круглий
- B. квадратний
- C. прямокутний
- D. багатожильний

За якими напруженнями звичайно розраховують на міцність виті циліндричні пружини стиску та розтягу

- A. кручення
- B. стиску
- C. згину
- D. розтягу

З якою метою торцеві поверхні витих пружин стиску шліфують перпендикулярно до їх повздовжньої осі

- A. для співпадання лінії навантажень і осі пружини
- B. з міркувань безпеки слюсарів-складальників

- C. для збільшення жорсткості
- D. для збільшення податливості

Для яких конструкцій застосовують тарілчасті пружини

- A. при великих навантаженнях та малих пружних переміщеннях
- B. при невеликих крутильних моментах
- C. при необхідності збільшення податливості
- D. при великих обертальних моментах

Для яких пружин застосовують стакани при монтажі

- A. для пружин стиску, у яких $H/D \geq 3$
- B. для пружин розтягу, у яких $H/D \geq 3$
- C. для пружин стиску, у яких $H/D \leq 3$
- D. для пружин розтягу, у яких $H/D \leq 3$

В яких одиницях вимірюється жорсткість пружин

- A. Н/мм
- B. Н·мм
- C. мм/Н
- D. Н

В яких пружинах передбачені зачепи на кінцях

- A. розтягу
- B. тарілчастих
- C. стиску
- D. фасонних

Від яких параметрів залежить значення індексу пружини

- A. від діаметра дроту і середнього діаметра пружини
- B. від діаметра дроту і повної довжини пружини
- C. від діаметра дроту і робочої довжини пружини
- D. від діаметра дроту і кроку витків пружини

Вкажіть функцію, яку не виконують пружини

- A. з'єднання валів
- B. гасіння коливань
- C. акумулювання енергії
- D. вимірювання зусиль

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Визначити коефіцієнт запасу циліндричної пружини. Розміри пружини: середній діаметр $D=30$ мм; діаметр дроту $d=5$ мм; число робочих витків $n=16$. Матеріал дроту–сталь 40ХН ($\sigma_m=1000$ МПа; $\tau_m=390$ МПа; $\tau_l=240$ МПа; $G=8 \cdot 10^4$ МПа). Попередня зтяжка пружини $\lambda_m = 9$ мм. При

подальшій експлуатації пружина піддається змінній деформації з амплітудою $\lambda_a = 8$ мм.

Рекомендована література

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 13. Нарізні (різьбові) з'єднання.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Який параметр різьби позначається символом d

- A. зовнішній діаметр
- B. середній діаметр
- C. внутрішній діаметр
- D. діаметр западин

Який кут профілю має метрична різьба

- A. 60°
- B. 55°
- C. 50°
- D. 45°

Що позначає число „40“ у позначенні болта M10×40.58.029 ГОСТ 7798-70

- A. довжину стержня болта
- B. загальну довжину болта
- C. довжину різьби болта
- D. висоту головки болта

Для якої з перерахованих різьб найбільш доцільне застосування в гвинтовому домкраті

- A. упорної
- B. круглої
- C. трикутної
- D. будь-якої

До яких з'єднань відносять різьбові з'єднання

- A. роз'ємних
- B. роз'ємно-рухливих
- C. нероз'ємних
- D. шарнірних

Який спосіб частіше всього використовують у масовому виробництві для створення потрібної сили попереднього затягування в болтовому з'єднанні

- A. закручування гайок динамометричними ключами;
- B. нагрів болта (охолодження деталей, які з'єднуються) при закручуванні гайок
- C. застосування пружинних шайб
- D. застосування притискних планок

Яка різьба прийнята за основну

- A. з крупним кроком
- B. незалежно від кроку
- C. з дрібним кроком
- D. трубна

Який крок різьби вказується в умовному позначенні різьби

- A. дрібний
- B. нестандартний
- C. крупний
- D. будь-який

З якою метою під гайку ставлять пружинну шайбу

- A. для запобігання з'єднання від самовідгвинчування
- B. для зменшення зминання деталей гайкою
- C. для збільшення осьової сили в різьбовому з'єднанні
- D. для ущільнення різьбового з'єднання

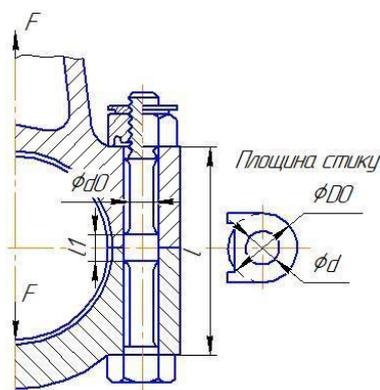
Що позначає цифра „2“ у позначенні болта: Болт 2M10×40 ГОСТ 7808-70

- A. виконання болта
- B. число заходів різьби
- C. кількість болтів
- D. крок різьби

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Максимальне навантаження на один болт дорівнює F , кН. Основні розміри головки і кришки шатуна – l_r , $l_{кр}$, $l_1 = 10$ мм. Матеріал болтів – сталь 38Х, матеріал шатуна – сталь 40Х. Затягування болтів контролюється. Спроекувати болт шатуна поршневого насоса (рис. 13.1).

Рисунок 13.1 – Шатунний болт



Таблиця 13.1. – Варіанти значень змінних даних

№ варіанту	F , кН	Лінійні розміри, мм	
		l_r	$l_{кр}$
1	5,0	40	35
2	5,5	45	40
3	6,0	50	45
4	6,5	55	50
5	7,0	60	55
6	7,5	65	60

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.

2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.

4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

Тема 14. Шпонкові і шліцові з'єднання.

Форми контролю: опитування, перевірка задач.

Завдання для самостійної роботи:

1. Опрацюйте конспект лекцій та рекомендовану літературу для обговорення теоретичних питань теми на практичному занятті.
2. Розв'яжіть тестові завдання.

Основним розрахунком з'єднань призматичними шпонками є розрахунок на

- A. кручення
- B. зминання
- C. згин
- D. зріз

Шпонкові з'єднання переважно застосовують для...

- A. передачі обертаючого моменту
- B. сприйняття осьової сили
- C. підтримки деталей у просторі
- D. запобігання поломки деталей

Головною перевагою з'єднань з клиновими шпонками є...

- A. можливість передачі обертаючого моменту, осьової сили і ударних навантажень
- B. знижені вимоги до точності виготовлення
- C. легкість установки і видалення
- D. висока взаємозамінність сполучення

За допомогою якого інструмента нарізають шпонкові пази під сегментні шпонки

- A. дисковою (шпонковою) фрезою
- B. пальцевою (шпонковою) фрезою
- C. різцем (на стругальному верстаті)
- D. різцем (на токарно-гвинторізному верстаті)

По яких параметрах вибирають розміри призматичної шпонки

- A. по діаметру вала і довжині маточини
- B. по значенню обертаючого моменту на валу
- C. по значенню потужності на валу
- D. по значенню кутової швидкості

По яких параметрах вибирають розміри сегментної шпонки

- A. по діаметру вала
- B. по довжині маточини
- C. по значенню потужності на валу
- D. по значенню кутової швидкості

Який вид шліцьових з'єднань найбільш поширений в передаточних механізмах

- A. з прямобічними шліцями
- B. з трикутними шліцями
- C. з шліцями евольвентного профілю
- D. будь-який

Вкажіть найбільш суттєву перевагу шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими

- A. більша несуча спроможність при рівних габаритах
- B. більша простота виготовлення
- C. більша протидія осьовим навантаженням
- D. більша швидкість обертання

Вкажіть одну з переваг шліцьових з'єднань у порівнянні з шпонковими

- A. менша концентрація напружень для вала
- B. менші витрати на виготовлення
- C. менші вимоги до точності виготовлення
- D. відсутність концентрації напружень на валу

Одним з способів виготовлення шліців на валах є

- A. фрезерування
- B. протягування
- C. точіння
- D. розточування

3. Задача для самостійного розв'язування.

Задача 1. Визначити величину, допустимого обертового моменту на валі барабана (навантаження з ударами), що може передати шпонка $b \times h \times l$ заданого типу виконання, виготовлена зі сталі (табл.14.1.). Діаметр вала d_v матеріал вала - сталь. Матеріал барабана - чавун (допустимі напруження зминання 70 МПа).

Таблиця 14.1. – Варіанти значень змінних даних

№ варіанта	1	2	3	4	5	6
Розмір шпонки $b \times h \times l$, мм	10×8×40	14×9×50	18×11×80	8×7×36	25×14×100	10×8×50
Тип виконання шпонки	А	Б	В	В	А	Б
Висота ділянки шпонки, що виступає над валом, k , мм	3	3,5	4	3	5	3
Допустимі напруження змінання $[\sigma]_{зм}$, МПа	27	27	27	27	27	27
Діаметр вала $d_в$, мм	35	45	60	25	90	40

Рекомендована література

1. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
2. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.
3. Дереза О.О. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин): навчальний посібник / О.О. Дереза, С.М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2019. – 159 с.
4. Дереза О.О. Практикум з дисципліни «Інженерна механіка (ДМ)»: навчальне видання / О. О. Дереза, С. М. Коломієць. – Мелітополь: ТДАТУ, 2020. – 103 с.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Козуб Ю. Г. Деталі машин: Підручник / Ю. Г. Козуб – Старобільськ: Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 294 с.
2. Балицька Н. О. Деталі машин. Практикум: навч.-метод. посіб. / Н. О. Балицька, В.Д. Головня – Житомир: ЖДТУ, 2018. – 89 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник / В. Т. Павлице. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
4. Карнаух С.Г. Деталі машин: курс лекцій для студентів технічних спеціальностей / С. Г. Карнаух, М.Г. Таровик – Краматорськ: ДДМА, 2017. – 263 с.

Навчальне видання

Мельник Ольга Євгенівна

Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

**МЕТОДИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ
ДЛЯ ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ
«ДЕТАЛІ МАШИН»**

Формат 60×84/8. Ум. др. арк. 2.

Донецький національний університет
економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
50042, Дніпропетровська обл.,
м. Кривий Ріг, вул. Курчатова, 13.
Свідоцтво суб'єкта видавничої
справи ДК № 4929 від 07.07.2015 р.