

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
МИКОЛАЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-енергетичний факультет

Кафедра тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і
технічного сервісу

ІНЖЕНЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ В ГАЛУЗІ

методичні рекомендації

до виконання практичних робіт для здобувачів першого (бакалаврського)
рівня вищої освіти ОПП «Агроінженерія» спеціальності 208
«Агроінженерія» денної форми здобуття вищої освіти

МИКОЛАЇВ

2025

УДК 631.3:62-83(075.8)

I-62

Друкується за рішенням науково-методичної комісії інженерно-енергетичного факультету Миколаївського національного аграрного університету від 18.04.2025 р., протокол № 8.

Укладачі:

Олександр ЛИМАР канд. фіз.-мат. наук, доцент кафедри тракторів та сільськогосподарських машин, експлуатації і технічного сервісу, Миколаївський національний аграрний університет.

Рецензенти:

Микола КАРПЕНКО – директор Наукового парку «Агроперспектива» МНАУ

Антон КАРПЕЧЕНКО – кандидат технічних наук, доцент кафедри Матеріалознавства і технології металів НУК імені адмірала Макарова

© Миколаївський національний аграрний
університет, 2025

ЗМІСТ

	стор.
Вступ.....	3
Практична робота №1.....	7
Практична робота №2.....	13
Практична робота №3.....	18
Практична робота №4.....	26
Список літератури.....	34
Рейтингова система балів.....	35

Вступ

Вдосконалення агропромислового комплексу сумісно з машинобудуванням є основним направленням для розвитку країни. У сучасному агропромисловому комплексі всі технологічні операції механізовані і виконуються енергетичними засобами з набором машин та знарядь, а також окремими самохідними машинами.

Інженерне проектування – це процес створення внутрішніх і зовнішніх систем з усім інженерно-технологічним обладнанням, а також розрахунок надійності та довговічності деталей, що до нього належить.

Інженерна діяльність є ключовим елементом в розвитку сучасного суспільства. Вона включає в себе різні аспекти, починаючи з проектного конструювання і закінчуючи виробництвом та експлуатацією технічних виробів. Основні принципи інженерної діяльності включають в себе технічне та технологічне проектування, розрахунок довговічності, надійності технологічних систем та моделювання. Досліди та практика показують, що з одного боку ремонту сільськогосподарської техніки уникнути ніяк неможливо, з другого він є економічно доцільним. Більшість зношених деталей має високу залишкову вартість, при їх відновленні витрачається у 20 – 30 разів менше металу і матеріалів ніж при виготовленні нових.

Метою проведення практичних робіт є формування у ЗВО знань та навичок у сфері проектування, вибору, розрахунку, розробки технологічних процесів, інтеграції та експлуатації інженерно-комунікаційного обладнання в агропромисловому комплексі.

В практичних роботах витримується єдина структура: мета роботи, завдання для практичної роботи, оснащення робочого місця, особливості техніки безпеки, загальні відомості та вказівки щодо роботи, яку виконують, порядок її виконання, зміст звіту. У кожній роботі передбачено контрольні запитання, що використовуються студентами при самостійній підготовці та після її виконання.

Головною метою курсу є навчити майбутніх фахівців проектуванню з подальшим забезпечуванням працездатності сільськогосподарських

машин із застосуванням прогресивних технологій і розрахунків. Воно включає вибір принципу дії приладу, розробку його принципової та інших схем, розрахунки (інженерний аналіз), конструювання, технологічну розробку, виготовлення й випробування дослідних зразків, розробку всієї технічної документації, необхідної для виготовлення, випробувань й обслуговування механізмів.

У результаті вивчення дисципліни «Інженерне проектування обладнання в галузі» ЗВО повинен **знати**:

- задачі інженерного проектування;
- методологію поетапної проектно-конструкторської розробки створюваних машин і механізмів;
- стадії розробки конструкторської документації;
- основні техніко-економічні характеристики та показники якості конструкції;
- основні види конструкторської документації;
- методики оцінки і прийняття оптимальних рішень підвищення надійності машин;
- методи проектування прогресивних технологічних процесів.

Уміти:

- аналізувати та проектувати машинні та апаратні технологічні процеси;
- обирати технологічні схеми обладнання, що проектується;
- вибирати способи технологічної обробки та конструктивні схеми виконавчих органів;
- збирати та аналізувати інформацію про існуючі конструктивні рішення;
- проводити розрахунки надійності та довговічності технологічних систем;
- розробляти структурні та конструктивні схеми машин, що проектуються;
- визначати і прогнозувати ресурс машин і механізмів;
- оцінювати варіанти конструктивних рішень на основі техніко-економічних характеристик та показників якості конструкції;

- обґрунтовувати вибір оптимальної конструкції;
- розробляти конструкторську документацію;
- застосовувати інноваційні методи при розрахунки та техніко-економічному обґрунтуванні конструкції виробів у відповідності з технічним завданням;

Практична робота №1

Тема: Перевірочний розрахунок валу з концентратором напруги галтель

Мета роботи: Навчитися здобувачам вищої освіти перевірочний розрахунок валів на міцність методом визначення коефіцієнту запасу міцності в небезпечному перерізі з концентратором напруги галтель

Теоретичні основи

Вихідні данні для розрахунку (таблиця 1.2) Перевірочний розрахунок валів на міцність полягає у визначенні коефіцієнта запасу міцності в небезпечному перерізі і порівнянні його з допустимим значенням.

Небезпечне перетин визначається найбільшими значеннями згинаючого, крутного моментів і наявністю концентратора напружень галтель

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad (1.1)$$

де n_{σ} - коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженням;
 n_{τ} - коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням.

Коефіцієнти по нормальних і дотичних напруг знаходять за такими формулами:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq [n]. \quad (1.2)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq [n] \quad (1.3)$$

де σ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруги вигину (табл. 1.1), МПа;

τ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруг крутіння (табл. 1.2), МПа;

$K_{\sigma D}$ $K_{\tau D}$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруг для деталі;

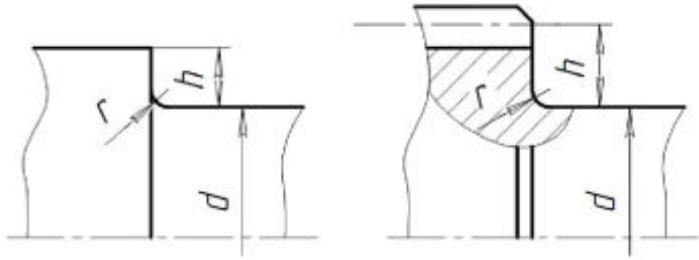
σ_a, τ_a - амплітуда номінальних напружень відповідно вигину і крутіння, МПа;

σ_m, τ_m - середні значення номінальних напружень, МПа;

ψ_σ та ψ_τ - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні.

Таблиця 1.1

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для валів K_σ та K_τ

									
$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ				K_τ			
		при $\sigma_{\text{ср}}$, МПа				при $\sigma_{\text{ср}}$, МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55
	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
5	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Таблиця 1.2

Вихідні дані для розрахунків

№ варіанту	Марка сталі	Діаметр заготовки, мм (не більше)	Твердість НВ (не більше)	σ_b МПа	σ_m МПа	τ_m МПа	σ_{-1} МПа	τ_{-1} МПа
1	Ст 5	Будь-який	≥ 190	510	275	147	216	128
2	20	≤ 60	≥ 145	392	235	118	167	98
3	35	≤ 100	≥ 187	510	304	167	255	128
4	45	≤ 60	240...270	785	540	324	383	226
5	40X	≤ 100	240.270	785	589	353	392	235
6	40ХН	≤ 100	270.300	903	736	441	461	275
7	40ХГР	≤ 70	270.300	532	834	540	490	324
8	45ХЦ	≤ 80	≥ 300	834	608	392	412	265
9	Ст 5	Будь-який	≥ 190	500	275	147	216	128
10	12Х2Н4А	≤ 40	≥ 300	1079	834	589	530	265
11	20Х	≤ 50	≥ 197	638	392	235	304	167
12	40ХГР	≤ 70	270.300	532	834	540	490	324
13	20Х	≤ 60	≥ 197	638	392	235	304	167
14	45ХЦ	≤ 70	≥ 300	834	608	392	412	265
15	12Х2Н4А	≤ 60	≥ 300	1079	834	589	530	265
16	Ст 5	Будь-який	≥ 190	510	275	147	216	128
17	25Х2ГНТ	≤ 100	≥ 340	1226	981	687	598	304
18	12Х2Н4А	≤ 150	≥ 360	1226	1050	736	618	314
19	40ХГР	≤ 50	270.300	532	834	540	490	324
20	12Х2Н4А	≤ 60	≥ 250	1079	834	589	530	265
21	45ХЦ	≤ 80	≥ 300	834	608	392	412	265
22	40ХГР	≤ 70	270.300	532	834	540	490	324
23	20Х	≤ 60	≥ 197	638	392	235	304	167
24	12ХН3А	≤ 60	≥ 260	932	687	481	451	226
25	12Х2Н4А	≤ 60	≥ 300	1079	834	589	530	265
26	12Х2Н4А	≤ 150	≥ 360	1226	1050	736	618	314
27	18ХГТ	≤ 30	≥ 330	1128	932	647	559	304
28	30ХГТ	≤ 120	270.300	922	736	510	461	253
29	25Х2ГНТ	≤ 100	≥ 340 9	1226	981	687	598	304

Таблиця 1.3

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень ($K_\sigma^n \approx K_\tau^n$) в залежності від шорсткості поверхні.

Класи шорсткості	Зразкове позначення на кресленнях	При цьому приблизна обробка поверхні	σ_s , МПа			
			500	700	900	1200
			$K_\sigma^n \approx K_\tau^n$			
3; 4; 5;	Rz80; Rz40; K/20	обдирання	1,20	1,25	1,35	1,50
6; 7; 8;	2,5; 1,25; 0,63	обточування	1,05	1,10	1,15	1,25
9; 10	0,32; 0,16	шліфування	1,00	1,00	1,00	1,00

Таблиця 1.4

Масштабний фактор (ϵ_σ і ϵ_τ) в залежності від діаметра валу.

Діаметр ступінчастого вала з жолобником, мм	20-30	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-100	100-120	120-140
Вуглецеві сталі									
ϵ_σ	0,91	0,88	0,84	0,81	0,78	0,75	0,73	0,70	0,68
ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68
Леговані сталі									
ϵ_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60
ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68

Таблиця 1.5

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

Що створює додаткове підвищення межі втоми	Вид поверхневої обробки	При малій концентрації напружень ($K_\sigma \leq 1,5$)	При великій концентрації напружень ($K_\sigma \geq 1,8$)
Наклеп поверхневого шару	Накатка сталевим роликом Обдування дробом	1,3 1,5	1,6 1,7
Термічне зміцнення	Поверхнєве загартування ТВЧ	1,6	2,0
Примітки: 1. За відсутності спеціального зміцнення або термообробки $\beta = 0,80 - 1,00$ (грубе обточування $\beta = 0,80 - 0,86$; чисте обточування $\beta = 0,88 - 0,94$; шліфування $\beta = 0,95 - 0,98$; полірування $\beta = 1,0$). 2. Використання значень $\beta > 1$, наведених у таблиці, можливо за умови забезпечення належної технології та дефектоскопічного контролю.			

Приклад виконання лабораторної роботи

Дано:

Матеріал валу - Сталь 40Х;

Крутний момент в небезпечному перерізі $T = 760$ Нм;

Згинальний момент $M_S = 725$ Нм

Допустимий запас витривалості $[n] = 1,8$

Гальтельний перехід від діаметра $d_1 = 55$ мм до діаметра $d_2 = 50$ мм

Розв'язання:

З таблиці 1.2:

- тимчасовий опір розриву $\sigma_B = 883$ МПа;

- межа витривалості при симетричному циклі напружень вигину

$\sigma_{-1} = 451$ МПа

- межа витривалості при симетричному циклі напружень кручення

$\tau_{-1} = 275$ МПа

- коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень

відповідно при згині і крученні $\psi_\sigma = 0,15$ і $\psi_\tau = 0,1$

Знаходимо відношення

$$\frac{h}{r} = \frac{2,5}{2,5} = 1, \quad \frac{r}{d_2} = \frac{2,5}{50} = 0,05$$

Знаходимо (інтерполюванням) ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні $K_\sigma = 1,79$ $K_\tau = 1,49$ (табл. 1.1) при $h/r=1$, $r/d = 0,05$ та $\sigma_B = 883$ МПа).

Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості $R_a = 2,5$ мкм (табл. 1.3)

$$K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,14.$$

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma = 0,7$; $\varepsilon_\tau = 0,76$. (табл. 1.4)

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для даного перетину вала при відсутності технологічного зміцнення

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,79 + 1,14 - 1}{0,7} = 2,76;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,49 + 1,14 - 1}{0,76} = 2,14.$$

Амплітуда номінальних напружень згину

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_s \cdot 10^3}{W_0} = \frac{M_s \cdot 10^3}{0,1 \cdot d_2^3} = \frac{725 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50^3} = 58$$

Номінальне напруження кручення

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{W_p} = \frac{760 \cdot 10^3}{0,2 \cdot d_2^3} = \frac{760 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 50^3} = 30,4$$

Амплітуда та середнє значення номінальних напружень кручення

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{30,4}{2} = 15,2$$

Запас міцності для дотичних напружень

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\sigma \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{275}{2,14 \cdot 15,2 + 0,1 \cdot 15,2} = 8,08$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{2,81 \cdot 8,08}{\sqrt{2,81^2 + 8,08^2}} = 2,65 > [n] = 1,8$$

Умова запасу міцності виконується.

Контрольні питання

1. Які фактори впливають на надійність роботи валу з концентратором напруги –галтель?
2. Які умови міцності повинні виконуватися для працездатності системи?
3. Що таке амплітуда та середнє значення номінальних напружень кручення?
4. Які ефективні коефіцієнти концентрації напружень валу при відсутності технологічного зміцнення використовувалися при розрахунку?
5. Як визначається загальних запас міцності в перерізі?

Практична робота №2

Тема: Перевірочний розрахунок валу з концентратором напруги наскрізний отвір

Мета роботи: Навчитися здобувачам вищої освіти перевірочний розрахунок валів на міцність методом визначення коефіцієнту запасу міцності в небезпечному перерізі і порівнянні його з допустимим значенням.

Теоретичні основи

Вихідні данні для розрахунку (таблиця 1.2). Небезпечне перетин визначається найбільшими значеннями згинаючого, крутного моментів і наявністю концентратора напружень (жолобник(галтель), шпонка, посадка та ін.).

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad (2.1)$$

де n_{σ} - коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженням;
 n_{τ} - коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням.

Коефіцієнти по нормальних і дотичних напруг знаходять за такими формулами:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq [n]. \quad (2.2)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq [n] \quad (2.3)$$

де σ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруги вигину (табл. 1.2), МПа;

τ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруг крутіння (табл.1.2), МПа;

$K_{\sigma D}$, $K_{\tau D}$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруг для деталі;

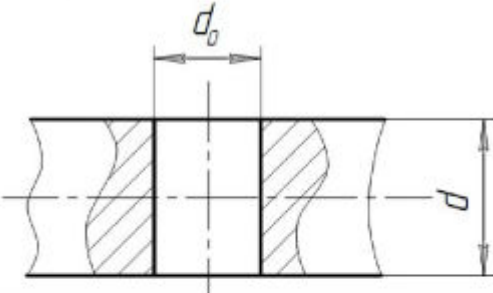
σ_a , τ_a - амплітуда номінальних напружень відповідно вигину і крутіння, МПа;

σ_m , τ_m - середні значення номінальних напружень, МПа;

ψ_σ та ψ_τ - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні.

Таблиця 2.1

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для валів із галтельним переходом K_σ та K_τ

			
σ_B , МПа	K_σ		K_τ
	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
1200	2,30	2,10	2,00

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень для деталі $K_{\sigma D}$ при відсутності технологічного зміцнення визначають за формулою:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma}, \quad (2.4)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} \quad (2.5)$$

При наявності технологічного зміцнення (термохімічних обробка, обдування дробом, обробка роликами)

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma}, \quad (2.6)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \quad (2.7)$$

де K_σ та K_τ - ефективні коефіцієнти концентрацій напруг (табл 2.1);

K_σ^n та K_τ^n - ефективні коефіцієнти концентрації напружень в залежності від шорсткості поверхні (табл. 1.3);

ε_σ та ε_τ - масштабний фактор в залежності від діаметра вала (табл. 1.4);

β - коефіцієнт що враховує зміцнення поверхні при використанні спеціальних технологічних методів (табл. 1.5).

Приклад виконання лабораторної роботи

Дано:

Матеріал валу - Сталь 40Х;

Крутний момент в небезпечному перерізі $T = 760$ Нм;

Згинальний момент $M_S = 725$ Нм

Допустимий запас витривалості $[n] = 1,8$

Діаметр отвору $d_0 = 5$ мм

Діаметр валу $d = 60$ мм

Розв'язання:

З табл. 1.1:

- тимчасовий опір розриву $\sigma_B = 883$ МПа;

- межа витривалості при симетричному циклі напружень вигину

$\sigma_{-1} = 451$ МПа

- межа витривалості при симетричному циклі напружень кручення

$\tau_{-1} = 275$ МПа

- коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні $\psi_\sigma = 0,15$ і $\psi_\tau = 0,1$

Знаходимо (інтерполюванням) ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні $K_\sigma = 2,14$ $K_\tau = 1,89$ (табл. 2.1) при

$\sigma_B = 883$ МПа

та $d_0/d = 5/60 = 0,08$.

Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості $R_a = 2,5$ мкм (табл. 1.3)

$K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,14$.

Масштабні коефіцієнти $\epsilon_\sigma = 0,7$; $\epsilon_\tau = 0,76$. (табл. 1.4)

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для даного перетину вала при відсутності технологічного зміцнення

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2,14 + 1,14 - 1}{0,7} = 3,25;$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,89 + 1,14 - 1}{0,76} = 2,67.$$

Посадку не враховуємо, з метою надання прикладу (при розгляді двох концентраторів - посадка і шпонка, розраховуються ефективні коефіцієнти концентрації, подальший розрахунок проходить по найбільшим коефіцієнтами).

Осьовий та полярний моменти опору перерізу вала

$$W_0 \approx \frac{\pi \cdot d^3}{32} \cdot \left(1 - 1,54 \cdot \frac{d_0}{d}\right) = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} \cdot \left(1 - 1,54 \cdot \frac{5}{60}\right) = 18484,34$$

$$W_p \approx \frac{\pi \cdot d^3}{16} \cdot \left(1 - \frac{d_0}{d}\right) = \frac{\pi \cdot 60^3}{32} \cdot \left(1 - \frac{5}{60}\right) = 19438,6 \text{ мм}^3$$

Амплітуда номінальних напружень згину

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_s \cdot 10^3}{W_0} = \frac{725 \cdot 10^3}{18484,34} = 39,22 \text{ МПа}.$$

Номінальне напруження кручення

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_p} = \frac{760 \cdot 10^3}{19438,6} = 39,1 \text{ МПа}.$$

Амплітуда та середнє значення номінальних напружень кручення

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{39,1}{2} = 19,5 \text{ МПа}.$$

Запас міцності для нормальних напружень

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{451}{3,25 \cdot 39,22 + 0,15 \cdot 0} = 3,54$$

Запас міцності для дотичних в перерізі

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{275}{2,67 \cdot 19,5 + 0,1 \cdot 19,5} = 5,09.$$

Загальний запас міцності

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,54 \cdot 5,09}{\sqrt{3,54^2 + 5,09^2}} = 2,91 > [n] = 1,8.$$

Умови запасу міцності виконуються

Контрольні питання

1. Що таке межа витривалості при симетричному циклі напружень кручення?
2. Що таке ефективні коефіцієнти концентрації напружень для даного перетину валу при відсутності технологічного зміцнення?
3. Що таке загальний запас міцності?
4. Які умови запасу міцності повинні виконуватися для надійності технологічної системи?
5. Що таке резервування технологічної системи?

Практична робота №3

Тема: Перевірочний розрахунок довговічності та надійності роботи радіально-упорного підшипника

Мета роботи: Навчитися здобувачам вищої освіти розраховувати довговічність і надійність радіально-упорних підшипників при дії на них радіальних и осьових сил таких як: кулькові радіальні (при дії радіальної и осьової сили), радіально-упорні кулькові, конічні та ін..

Теоретичні основи

Вихідні данні для розрахунку (таблиця 1.2). Розрахунок приведено до визначення довговічності роботи підшипника. Виділяють довговічність в млн. об. та в годинах, Які порівнюються з допустимими певного з початкових умов або по таблиці 2.5.

$$L = a_1 \cdot a_{2,3} \cdot \left(\frac{C_r}{P_o} \right)^\beta \quad (3.1)$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (3.2)$$

де a_1 – коефіцієнт надійності (табл. 2.1)

$a_{2,3}$ – коефіцієнт спільного впливу якості металу і умов експлуатації (табл. 2.2);

C_r - динамічна вантажопідйомність Н;

P_o - еквівалентна навантаження, Н;

β – показник ступеня при визначенні ресурсу роботи підшипника (шарикові $\beta = 3$, роликові $\beta = 10/3 \sim 3,33$);

n - частота обертання валу підшипника, об / хв.

Таблиця.2.1

Коефіцієнт надійності підшипників

S	0,9	0,95	0,96	0,989	0,98	0,99
a_1	1	0,96	0,53	0,44	0,33	0,21
Примітка: Для підшипників більшості виробів (крім обумовлених спеціально), приймають коефіцієнт надійності $S = 0,9$						

Таблиця 2.2

Коефіцієнт спільного впливу якості металу і умов експлуатації $a_{2,3}$

Тип підшипника	Значення $a_{2,3}$ за умови		
	1	2	3
Шарикопідшипник	0,7...0,8	1	1,2...1,4
Роликотпідшипники конічні	0,6...0,7	0,9	1,1...1,3

Примітка:

1. Звичайні умови зберігання;
2. Умови, що характеризують наявність плівки масла між контактуючими поверхнями в підшипнику і відсутність підвищених перекосів у вузлі;
3. Той же при виготовленні кілець і тіл кочення з електрошлакового або вакуумної сталей.

Таблиця 2.3

Значення коефіцієнтів для однорядних підшипників

$\alpha, ^\circ$	при $\frac{F_A}{V \cdot R_s} \leq e$		при $\frac{F_A}{V \cdot R_s} > e$		e	e'
	X	Y	X	Y		
Шарикові						
0	1	0	0,56	$\frac{1-X}{e}$	$0,518 \cdot \left(\frac{F_A}{C_{0r}}\right)^{0,24}$	-
12			0,45	$\frac{1-X}{e}$	$0,618 \cdot \left(\frac{F_A}{C_{0r}}\right)^{0,163}$	$0,563 \cdot \left(\frac{R_s}{C_{0r}}\right)^{0,195}$
15			0,44	$\frac{1-X}{e}$	$0,618 \cdot \left(\frac{F_A}{C_{0r}}\right)^{0,12}$	$0,579 \cdot \left(\frac{R_s}{C_{0r}}\right)^{0,136}$
26			0,41	0,87	0,68	e
36			0,37	0,66	0,95	e
Роликові						
-	1	0	0,4	$0,4 \cdot \operatorname{ctg}(\alpha)$	$1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha)$	$0,83 \cdot e$

$$P_3 = (X \cdot V \cdot R_s + Y \cdot F_A) \cdot K_\theta \cdot K_T$$

де X - коефіцієнт радіальної динамічного навантаження (табл. 2.3);

V - коефіцієнт обертання ($V = 1$ - при обертанні внутрішнього кільця, $V = 1,2$ - при обертанні зовнішнього кільця); R_s - сумарна радіальна сила діє на підшипник, Н;

Y - коефіцієнт осьової динамічного навантаження (табл. 2.3);

F_A - еквівалентна осьова сила (табл. 2.4) згідно заданої схеми навантаження), Н;

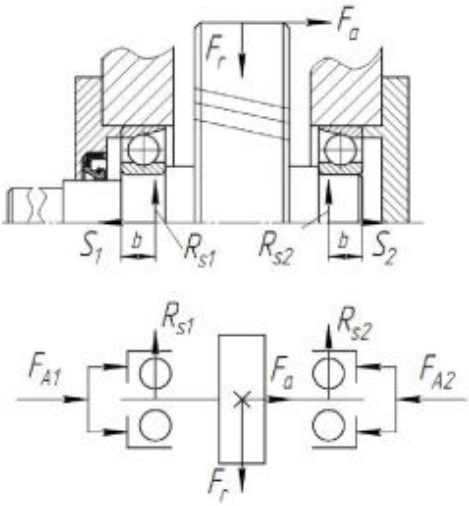
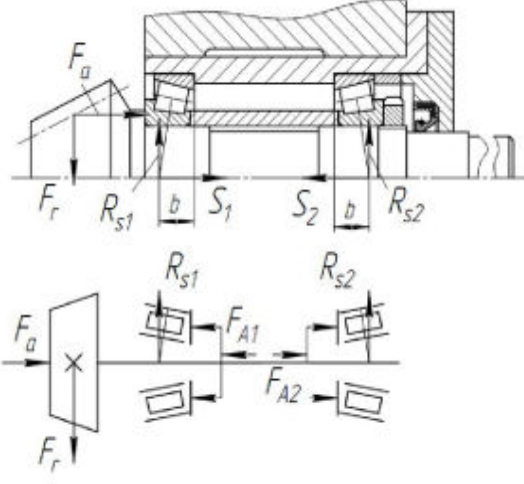
K_6 - коефіцієнт безпеки (табл. 2.5);

K_T - температурний коефіцієнт (табл.2.6);

C_{0r} - статична вантажопідйомність підшипника

Таблиця 2.4

Еквівалентні осьові сили

 Рис. 1	 Рис 2
Якщо: $F_{A2} = F_a + S_1 \geq S_2$ То $F_{A1} = S_1$ $F_{A2} = F_a + S_1$ в іншому випадку $F_{A1} = S_2 - F_a$ $F_{A2} = S_2$	Якщо: $F_{A2} = S_1 - F_a \geq S_2$ То $F_{A1} = S_1$ $F_{A2} = S_1 - F_a$ в іншому випадку $F_{A1} = S_2 + F_a$ $F_{A2} = S_1$
де S_1 і S_2 - осьова складова сили діюча на підшипник, Н $S = e' R_s$ де e' - коефіцієнт мінімальної осьового навантаження (табл. 2.3)	

Таблиця 2.5

Коефіцієнти безпеки

Машини та обладнання. Умови їх експлуатації	L_h	K_6
Прилади й апарати, використовувані періодично (демонстраційна апаратура, побутові прилади, будівельні крани).	500	1...1,1
Механізми, що використовуються протягом коротких періодів часу (механізми з ручним приводом, сільгоспмашини, підйомні крани в складальних цехах, легкі конвеєри).	≥ 4000	1,1...1,2
Відповідальні механізми, що працюють з перервами (конвеєри поточного виробництва, ліфти, не часто працюють металорізальні верстати).	≥ 8000	1,2...1,3
Машини для однозмінній роботи з неповним навантаженням (електродвигуни, редуктори загального призначення).	≥ 12000	1,3...1,4
Машини, що працюють з повним навантаженням одну зміну (машини загального машинобудування, підйомні крани, вентилятори, розподільні вали).	~ 20000	1,4...1,5
Машини, що працюють цілодобово (компресори, насоси, шахтні підйомники, стаціонарні електромашини).	>40000	1,5...1,7
Машини, безперервно працюють з високим навантаженням (обладнання з виробництва паперу фабрик, енергетичні установки, шахтні насоси).	>100000	2,0...2,5

Температурний коефіцієнт

Робоча температура підшипника ° С	До 100	125	150	175	200	225	250
K_T	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Приклад виконання лабораторної роботи

Дано: Визначити придатність підшипника середньої серії 36308. Його основні параметри: $d = 40$ мм, $D = 90$ мм, $B = 23$ мм, $C_r = 53900$ Н, $C_{r0} = 32800$ Н, $\alpha = 12^\circ$

Частота обертання $n = 630$ об / хв (обертання внутрішнього кільця);

Радіальна сила на лівому підшипнику $R_{S1} = 1000$ Н;

Радіальна сила на правому підшипнику $R_{S2} = 1100$ Н;

Осьова сила $F_a = 4000$ Н;

Необхідний ресурс роботи підшипника $L_h = 4500$ год.

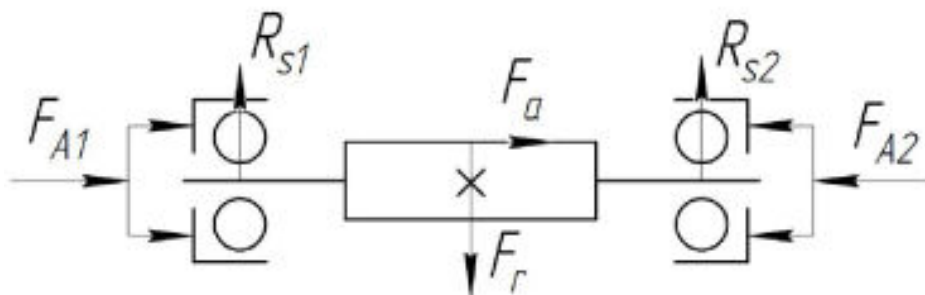


Рис. 3 – Схема навантаження

Розв'язання:

Визначаємо осьові складові сил діючих на підшипники:

$$S_1 = e'_1 \cdot R_{S1} = 0,285 \cdot 1000 = 285 \text{ Н}$$

$$S_2 = e'_2 \cdot R_{S2} = 0,29 \cdot 1100 = 319 \text{ Н}$$

де e' - коефіцієнт мінімальної осьового навантаження визначається по таблиці 2.3

$$e'_1 = 0,563 \cdot \left(\frac{R_{S1}}{C_{0r}} \right)^{0,195} = 0,563 \cdot \left(\frac{1000}{32800} \right)^{0,195} = 0,285$$

$$e_2' = 0,563 \cdot \left(\frac{R_{s2}}{C_{0r}} \right)^{0,195} = 0,563 \cdot \left(\frac{1100}{32800} \right)^{0,195} = 0,29$$

Знаходимо еквівалентні осьові навантаження. Так як:

$$F_{A2} = F_a + S_1 = 4000 + 285 = 4285 \geq S_2 = 319$$

$$F_{A1} = S_1 = 285 \text{ H}$$

$$F_{A2} = F_a + S_1 = 4000 + 285 = 4285 \text{ H}$$

Подальший розрахунок ведемо по найбільш навантаженому підшипнику F_{A2} (правому).

Коефіцієнт осевого навантаження (табл. 2.3)

$$e_2 = 0,618 \cdot \left(\frac{F_{A2}}{C_{0r}} \right)^{0,163} = 0,618 \cdot \left(\frac{4285}{32800} \right)^{0,163} = 0,443$$

$$\frac{F_{A2}}{V \cdot R_{s2}} = \frac{4285}{1 \cdot 1100} = 3,89 > e$$

$$X=0,45 \text{ и } Y = \frac{1-X}{e} = \frac{1-0,45}{0,443} = 1,24.$$

Коефіцієнт обертання $V = 1$ (при обертанні внутрішнього кільця).

Коефіцієнт безпеки $K_6 = 1,3$ (таб. 2.5).

Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ (табл. 2.6).

$$P_9 = (X \cdot V \cdot R_{s2} + Y \cdot F_{A2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,45 \cdot 1 \cdot 1100 + 1,24 \cdot 4285) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7550,9 \text{ H}$$

Коефіцієнт надійності $a_1 = 1$ (табл. 2.1);

Узагальнений коефіцієнт спільного впливу якості металу і умов експлуатації $a_{2,3} = 0,75$ (табл. 2.2);

Показник ступеня при визначенні ресурсу роботи підшипника $\beta = 3$

Ресурси роботи:

$$L = a_1 \cdot a_{2,3} \cdot \left(\frac{C_r}{P_9} \right)^\beta = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{53900}{7550,9} \right)^3 = 272,8$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 272,8}{60 \cdot 630} = 7216,9$$

Що задовольняє умову

Дано: Визначити придатність підшипника 7507А легкої широкої серії, у якого $d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 23$ мм, $T = 24,25$ мм, $C_r = 61600$ Н, $C_{0r} = 45000$ Н, $\alpha = 14^\circ 2' 10''$

Частота обертання $n = 1250$ об/хв (обертання внутрішнього кільця);

Радіальна сила на лівому підшипнику $R_{S1} = 5400$ Н;

Радіальна сила на правому підшипнику $R_{S2} = 2000$ Н;

Осьова сила $F_a = 500$ Н;

Необхідний ресурс роботи підшипника $L_h = 12000$ ч.

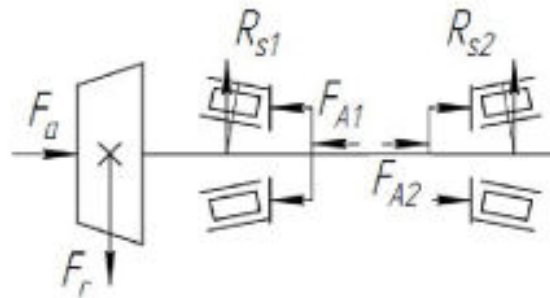


Рис. 4 – Схема напруження

Розв'язання:

Визначаємо осьові складові сил діючих на підшипники:

$$S_1 = e_1' \cdot R_{S1} = 0,311 \cdot 5400 = 1679,4 \text{ Н}$$

$$S_2 = e_2' \cdot R_{S2} = 0,311 \cdot 2000 = 622 \text{ Н}$$

де e' - коефіцієнт мінімальної осьового навантаження визначається по таблиці 2.3

$$e_1' = e_2' = 0,83 \cdot e = 0,83 \cdot 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 0,83 \cdot 1,5 \cdot \operatorname{tg}(14^\circ 2' 10'') = 0,311$$

Знаходимо еквівалентні осьові навантаження. Так як:

$$F_{A2} = S_1 - F_a = 1679,4 - 500 = 1179,4 \geq S_2 = 622$$

$$F_{A1} = S_1 = 1679,4 \text{ Н}$$

$$F_{A2} = S_1 - F_a = 1679,4 - 500 = 1179,4 \text{ Н}$$

Подальший розрахунок ведемо по обох підшипниках.

Коефіцієнт осьового навантаження (табл. 2.3)

$$e_1 = e_2 = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(14^\circ 2' 10'') = 0,375$$

$$\frac{F_{A1}}{V \cdot R_{s1}} = \frac{1679,4}{1 \cdot 5400} = 0,311 < e$$

$$X_I = 1 \text{ и } Y_I = 0.$$

Коефіцієнт обертання $V = 1$ (при обертанні внутрішнього кільця).

Коефіцієнт безпеки $K_\delta = 1,3$ (табл. 2.5)

Температурний коефіцієнт $K_T = 1$ (табл. 2.6).

$$P_{s1} = (X_1 \cdot V \cdot R_{s1} + Y_1 \cdot F_{A1}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5400 + 0 \cdot 1679,4) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7020 \text{ Н}$$

$$P_{s2} = (X_2 \cdot V \cdot R_{s2} + Y_2 \cdot F_{A2}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (0,4 \cdot 1 \cdot 2000 + 1,6 \cdot 1179,4) \cdot 1,3 \cdot 1 = 3493,15 \text{ Н}$$

Подальший розрахунок ведемо по найбільш напруженому підшипнику – першому.

Коефіцієнт надійності $a_1 = 1$ (табл. 2.1);

Узагальнений коефіцієнт спільного впливу якості металу і умов експлуатації $a_{2,3} = 0,75$ (табл. 2.2);

Показник ступеня при визначенні ресурсу роботи підшипника $\beta = 3,33$

Ресурс роботи:

$$L = a_1 \cdot a_{2,3} \cdot \left(\frac{C_r}{P_{s1}} \right)^\beta = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{61600}{7020} \right)^{3,33} = 1037,7$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 1037,7}{60 \cdot 1250} = 13835,7$$

Що задовольняє умові.

Контрольні питання

1. Класифікація підшипників.
2. Як визначається еквівалентна навантаження на підшипник?
3. Які показники впливають на ресурс підшипника?
4. Які складові деталі підшипника?
5. Як визначити довговічність підшипника?
6. У чому полягає підбір підшипників

Практична робота №4

Тема: Перевірочний розрахунок валу з концентратором напруги одна шпонка

Мета роботи: Навчитися здобувачам вищої освіти робити перевірочний розрахунок валів на міцність методом визначення коефіцієнту запасу міцності в небезпечному перерізі і порівнянні його з допустимим значенням.

Перевірочний розрахунок валів на міцність полягає у визначенні коефіцієнта запасу міцності в небезпечному перерізі і порівнянні його з допустимим значенням.

Небезпечний перетин визначається найбільшими значеннями згинаючого, крутного моментів і наявністю концентратора напружень шпонки

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \quad (4.1)$$

де n_{σ} коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженням;
 n_{τ} - коефіцієнт запасу міцності по дотичним напруженням.

Коефіцієнти по нормальних і дотичних напруг знаходять за такими формулами:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \geq [n]. \quad (4.2)$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} \geq [n] \quad (4.3)$$

де σ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруги вигину (табл. 1.2), МПа;

τ_{-1} - межа витривалості гладкого зразка при симетричному циклі зміни напруг крутіння (табл. 1.2), МПа;

$K_{\sigma D}$ $K_{\tau D}$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруг для деталі;

σ_a , τ_a - амплітуда номінальних напружень відповідно вигину і крутіння, МПа;

σ_m , τ_m - середні значення номінальних напружень, МПа;

ψ_σ та ψ_τ - коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень відповідно при згині і крученні.

Ефективний коефіцієнт концентрації напружень для деталі $K_{\sigma D}$ при відсутності технологічного зміцнення визначають за формулою:

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma}, \quad (4.4)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} \quad (4.5)$$

а при наявності технологічного зміцнення (термохімічних обробка, обдування дробом, обробка роликами)

$$K_{\sigma D} = \frac{K_\sigma}{\beta \cdot \varepsilon_\sigma}, \quad (4.6)$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \quad (4.7)$$

де K_σ та K_τ - ефективні коефіцієнти концентрацій напруг (табл. 4.1);

K_σ^n та K_τ^n - ефективні коефіцієнти концентрації напружень в залежності від шорсткості поверхні (табл. 4.2);

ε_σ та ε_τ - масштабний фактор в залежності від діаметра вала (табл. 4.3);

β - коефіцієнт що враховує зміцнення поверхні при використанні спеціальних технологічних методів (табл. 4.4).

Таблиця 4.1

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для валів K_σ та K_τ

σ_B МПа	Вали зі шпоночною канавкою		
	K_σ		K_τ
	канавка, виконана фрезою		
	дискової	торцевої	
400	1,30	1,51	1,20
600	1,46	1,76	1,54
800	1,62	2,01	1,88
1000	1,77	2,26	2,22
1200	1,92	2,50	2,39

Таблиця 4.2

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень ($K_\sigma^n \approx K_\tau^n$) в залежності від шорсткості поверхні.

Класи шорсткості	Умовне позначення на кресленнях	При цьому приблизна обробка поверхні	σ_B , МПа			
			500	700	900	120
			$K_\sigma^n \approx K_\tau^n$			
3; 4; 5;	Rz80; Rz40;	обдирання	1,20	1,25	1,35	1,5
6; 7; 8;	2,5; 1,25; 0,63	обточування	1,05	1,10	1,15	1,2
9; 10	0,32; 0,16	шліфування	1,00	1,00	1,00	1,0

Таблиця 4.3

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

Що створює додаткове підвищення межі втоми	Вид поверхневої обробки	При малій концентрації напружень ($K_\sigma \leq 1,5$)	При великій концентрації напружень ($K_\sigma \geq 1,8$)
Наклеп поверхневого шару	Накатка сталевим роликом	1,3	1,6
	Обтиснення пуансоном місця виходу	1,4	1,4
	Обдування дробом	1,5	1,7
Хіміко-термічне зміцнення	Азотування, цементация, ціанування	1,5	1,8
Термічне зміцнення	Поверхнєве загартування ТВЧ	1,6	2,0

Примітки:

1. За відсутності спеціального зміцнення або термообробки $\beta = 0,80 - 1,00$ (грубе обточування $\beta = 0,80 - 0,86$; чисте обточування $\beta = 0,88 - 0,94$; шліфування $\beta = 0,95 - 0,98$; полірування $\beta = 1,0$).

2. Використання значень $\beta > 1$, наведених у таблиці, можливо за умови

Таблиця 4.4

Масштабний фактор (ϵ_σ і ϵ_τ) в залежності від діаметра валу.

Діаметр ступінчастого вала з жолобником, мм	20- 30	30- 40	40- 50	50- 60	60- 70	70- 80	80- 100	100- 120	120- 140
Вуглецеві сталі									
ϵ_σ	0,91	0,88	0,84	0,81	0,78	0,75	0,73	0,70	0,68
ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68
Леговані сталі									
ϵ_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60
ϵ_τ	0,89	0,81	0,78	0,76	0,74	0,73	0,72	0,70	0,68

Напруження згину в валах змінюються по симетричному законозмінному циклу:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \sigma, \text{ МПа.} \\ \sigma_m &= 0.\end{aligned}$$

де σ – напруга вигину, МПа.

Для валу нереверсивний передачі наближено приймається, що напруження кручення змінюються по пульсуючому віднулевому циклу, тоді

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2}, \text{ МПа.} \quad (4.8)$$

де τ – напруження кручення, МПа

Для реверсивної передачі приймається, що напруги крутіння знакозмінний:

$$\begin{aligned}\tau_a &= \tau, \text{ МПа.} \\ \tau_m &= 0.\end{aligned}$$

Напруження згину і крутіння знаходять за відомими формулами опору матеріалів:

$$\sigma = \frac{M_s \cdot 10^3}{W_0}, \text{ МПа,} \quad (4.9)$$

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{W_\rho}, \text{ МПа.} \quad (4.10)$$

де M_s – вигинає момент в небезпечному перерізі, Н·м;

T – крутний момент в небезпечному перерізі, Н·м;

W_0, W_p - осьової і полярний моменти опору перерізу валу, мм^3 .

Табл. 4.5

Основні розміри шпонок, мм

Діаметр вала	Переріз шпонки $b \times h$	Глибина занурення шпонки в вал t_1	Діаметр вала	Переріз шпонки $b \times h$	Глибина занурення шпонки в вал t_1
От 6 до 8	2x2	1,2	Св. 85 до 95	24x14 25x14	9,0
Св. 8 до 10	3x3	1,2	Св. 95 до 110	28x16	10,0
Св. 10 до 12	4x4	2,5	Св.110 до 130	32x18	11,0
Св. 12 до 17	5x5	3,0	Св. 130 до 150	36x20	12,0
Св. 17 до 22	6x6	3,5	Св. 150 до 170	40x22	13,0
Св. 22 до 30	7x7	4,0	Св. 170 до 200	45x25	15,0
	8x7		Св. 200 до 230	50x28	17,0
Св. 30 до 38	10x8	5,0	Св.230 до 260	56x32	20,0
Св. 38 до 44	12x8	5,0	Св.260 до 290	63x32	20,0
Св. 44 до 50	14x9	5,5	Св.290 до 330	70x36	22,0
Св. 50 до 58	16x10	6,0	Св. 330 до 380	80x40	25,0
Св. 58 до 65	18x11	7,0	Св.380 до 440	90x45	28,0
Св. 65 до 75	20x12	7,5	Св. 440 до 500	100x50	31,0
Св. 75 до 85	22x14	9,0	-	-	-

Для вала суцільного перерізу при діаметрі d

$$W_0 \approx 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{d}, \text{ мм}^3. \quad (4.11)$$

$$W_p \approx 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{d}, \text{ мм}^3. \quad (4.12)$$

де d - діаметр вала в небезпечному перерізі (табл. 4.5), мм;

b - ширина шпонки (табл. 4.5), мм;

t_1 - глибина паза (табл. 4.5), мм.

Значення ψ_σ і ψ_τ залежать від механічних характеристик матеріалу.
Зазвичай приймають:

$\psi_\sigma = 0,05$	$\psi_\tau = 0$	- вуглецеві м'які сталі;
$\psi_\sigma = 0,1$	$\psi_\tau = 0,05$	- середньовуглецеві сталі;
$\psi_\sigma = 0,15$	$\psi_\tau = 0,1$	- леговані сталі.

Приклад виконання лабораторної роботи

Дано:

Матеріал валу - Сталь 40Х;

Крутний момент в небезпечному перерізі $T = 760$ Нм;

Згинальний момент $M_S = 725$ Нм

Допустимий запас витривалості $[n] = 1,8$

Діаметр вала $d = 60$ мм.

Шпонковий паз: $b = 18$ мм. $t_1 = 7$ мм.

Розв'язання:

З таблиці 1.2:

- тимчасовий опір розриву $\sigma_B = 883$ МПа;

- межа витривалості при симетричному циклі напружень вигину
 $\sigma_{-1} = 451$ МПа

- межа витривалості при симетричному циклі напружень кручення
 $\tau_{-1} = 275$ МПа

- коефіцієнти чутливості матеріалу до асиметрії циклу напружень
відповідно при згині і крученні $\psi_\sigma = 0,15$ і $\psi_\tau = 0,1$

Знаходимо (інтерполюванням) ефективні коефіцієнти концентрації
напружень при згині і крученні $K_\sigma = 2,1$ $K_\tau = 2$ (при $\sigma_B = 883$ МПа
табл. 4.1).

Коефіцієнт стану поверхні при шорсткості

$R_a = 2,5$ мкм (табл. 4.2) $K_\sigma^n = K_\tau^n 1,14$.

Масштабні коефіцієнти $\varepsilon_\sigma = 0,7$; $\varepsilon_\tau = 0,76$ (табл. 4.3).

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень для даного
перетину валу при відсутності технологічного зміцнення

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2,1 + 1,14 - 1}{0,7} = 3,2$$

$$K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{2 + 1,14 - 1}{0,76} = 2,82$$

ВАЖЛИВО: Посадку не враховуємо, з метою надання прикладу (при розгляді двох концентраторів - посадка і шпонка, розраховуються ефективні коефіцієнти концентрації, подальший розрахунок проходить по найбільшим коефіцієнтами).

Осьової і полярний моменти опору перерізу валу (формули 4.11 і 4.12):

$$W_0 \approx 0,1 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,1 \cdot 60^3 - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 18650,55 \text{ мм}^3$$

$$W_p \approx 0,2 \cdot d^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = 0,2 \cdot 60^3 - \frac{18 \cdot 7 \cdot (60 - 7)^2}{2 \cdot 60} = 40250,55 \text{ мм}^3$$

Амплітуда номінальних напруг вигину

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_s \cdot 10^3}{W_0} = \frac{725 \cdot 10^3}{18650,55} = 38,9 \text{ МПа}.$$

Номінальні напруги крутіння (формула 4.8)

$$\tau = \frac{T \cdot 10^3}{W_p} = \frac{760 \cdot 10^3}{40250,55} = 18,88 \text{ МПа}.$$

Амплітуда і середнє значення номінальних напружень кручення

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{18,88}{2} = 9,44 \text{ МПа}.$$

Запас міцності для нормальних напружень по формулі 4.2

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{451}{3,2 \cdot 38,9 + 0,15 \cdot 0} = 3,62.$$

Запас міцності для дотичних напружень за формулою 4.3

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{275}{2,82 \cdot 9,44 + 0,1 \cdot 9,44} = 9,98.$$

Загальний запас міцності в перерізі (формула 4.1)

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,62 \cdot 9,98}{\sqrt{3,62^2 + 9,98^2}} = 3,4 > [n] = 1,8.$$

Умови запасу міцності виконуються

Контрольні питання

1. У чому полягає конструктивне відмінність між валом і віссю?
2. Які основні критерії працездатності валів?
3. У яких перетинах валу проводиться перевірочний розрахунок і що при цьому визначають?
4. Які технологічні методи зміцнення поверхні валів?
5. Чим визначається небезпечний перетин?

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. ДСТУ 4163:2020. Державна уніфікована система документації. Уніфікована система організаційно-розпорядчої документації. Вимоги до оформлення документів. На заміну ДСТУ 4163-2003 ; чинний від 2021-09-01. Вид. офіц. Київ : Український науково-дослідний інститут архівної справи та документознавства (УНДІАСД), 2020. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=90348.
2. Бабенко Д. В., Доценко Н. А., Горбенко О. А. Теорія механізмів і машин: практикум для навчання в умовах інформаційно-освітнього середовища : навчальний посібник. Миколаїв : МНАУ, 2019. 168 с. URL: https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/6395/1/Teoriia_mekhanizmv_i_mashyn.pdf.
3. Дослідження і розробка технології зміцнення канатних блоків обкатуванням роликками / О. В. Диха, Д. Д. Марченко, В. О. Артюх та ін. *Східно-європейський журнал передових технологій*. 2018. Т. 2. № 1 (92). С.1-11.
4. Ельперін І. В., Пупена О. М., Сідлецький В. М., Швед С. М. Автоматизація виробничих процесів. Київ : Ліра-К, 2017. 378 с.
5. Ефективність інженерних рішень : навчальний посібник / уклад. Л. М. Данильченко, В. В. Васильків, І. Г. Ткаченко, М. Д. Сіправська. Тернопіль : ТНТУ, 2024. 248 с. URL: https://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/46629/1/Posibnyk_2024.pdf.
6. Конструкторське проектування обладнання : конспект лекцій / уклад. В. Ю. Щербина. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. 83 с. URL: <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/47751466-3956-4dd4-bb13-afd7560073b3/content>.
7. Лимар О. О., Марченко Д. Д., Артюх В. О. Експлуатація та технічний сервіс техніки в АПК : довідкові матеріали до виконання практичних робіт (Модуль 2) для здобувачів вищої освіти ступеня «Бакалавр» напрям 6.100102 «Процеси машин та обладнання для АПВ» денної форми навчання. МНАУ 2019. 144 с. URL: <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/5763>.
8. Півень О. М., Товстолуг З. М. Інженерне проектування технології : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2023. 136 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/5c30e02b-215f-4cbf-840c-eaf41cad87a4/content>.

9. Яковенко І. Е., Пермяков О. А., Фесенко А. В. Технологічні основи машинобудування : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2022. 421 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/c13d8e08-32f2-4521-860a-7485a7bc026e/content>.
10. Hruban, V., Pastushenko, A., Khramov, M., Lymar, O., & Sukovitsyna, I. (2024). Study of mechanical and technological properties of seed fruits of vegetable and melon crops. *Ukrainian Black Sea Region Agrarian Science*, 28(1), 29-39. <https://doi.org/10.56407/bs.agrarian/1.2024.29>.
11. Lymar, O. O., Lebedev, Yu. O. & Ishchenko, P. P. (2023, 29-30 November). Increasing the efficiency of mechanical processing of aisi 420 steel. *II international scientific and practical conference for applicants for higher education, of educational and scientists*, 2, 296-300. <https://dspace.mnau.edu.ua/jspui/handle/123456789/17644>.

Рейтингова система балів з дисципліни

«Інженерне проектування обладнання в галузі»

Оцінювання знань здобувачів вищої освіти здійснюється за рейтинговою системою балів. Для забезпечення конкретної оцінки всіх видів роботи здобувачів вищої освіти максимальна кількість залікових балів за кожний модуль приймається 100 з наступним перерахунком в загальну оцінку через коефіцієнт вагомості модуля. Оцінка виставляється у відповідності із приведеною шкалою.

Шкала оцінювання

Практична №	Кількість балів
1	0-5
2	0-5
3	0-5
4	0-5
Всього	0-20

Навчальне видання

ІНЖЕНЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ОБЛАДНАННЯ В ГАЛУЗІ

Методичні рекомендації

Укладач: **Лимар** Олександр Олександрович

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. ____.
Тираж ____ прим. Зам. № ____

Надруковано у видавничому відділі
Миколаївського національного аграрного університету
54020, м. Миколаїв, вул. Георгія Гонгадзе, 9

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК №4490 від 20.02.2013 р.