Національний університет
водного господарства
та природокористування

Міністерство освіти України
Національний університет водного господарства
та природокористування

Кафедра будівельних, дорожніх, меліоративних,
сільськогосподарських машин і обладнання

02-01-334

Національний університет
водного господарства
та природокористування

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання практичних робіт з дисципліни **“Проектування та технологія виготовлення машин і обладнання”** для студентів спеціальностей 7.05050308, 7.05050315 – «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання» та «Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів» денної форми навчання

Рекомендовано методичними комісіями за спеціальностями: 7.(8)05050308 та 7.(8)05050315 протокол № 4 від 16.03.2015 р. та протокол № 3 від 17.03.2015 р.

Рівне – 2015

Національний університет водного господарства та природокористування

Методичні вказівки для виконання практичних робіт з дисципліни “Проектування та технологія виготовлення машин і обладнання” для студентів спеціальностей 7.05050308, 7.05050315 - «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання» та «Обладнання хімічних виробництв та підприємств будівельних матеріалів» денної форми навчання / О.О. Налобіна, О.В. Косяк - Рівне: НУВГП, 2015. - 59 с.

Упорядники: О.О. Налобіна - професор кафедри БДМСМіО;
О.В. Косяк – ст. викладач кафедри БДМСМіО.

Відповідальний за випуск: С.В. Кравець, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри БДМСМіО.

Вивчення дисципліни “Проектування та технологія виготовлення машин і обладнання” включає курс лекцій, курсовий проект та практичні заняття.

Національний університет водного господарства та природокористування

Зміст

Вступ……..3
Практична робота №1 (*2 год*) Жорсткість конструкцій на стадії проектування…….……..…….3
Практична робота №2 (*4 год*) Проектування зварних з’єднань…….……..……....12
Практична робота №3 (*2 год*) Прості види деформацій……...……...22
Практична робота №4 (*4 год*) Перевірка вала на статичну та втомну міцність …….27
Практична робота №5 (*2 год*) Підбір підшипників кочення …..34
Практична робота №6 (*4 год*) Розрахунок механічного привода……...……38
Практична робота №7 (*4 год*) Розмірні ланцюги……..43
Рекомендовані літературні джерела…….…….……56
Додатки…….57

© О.О. Налобіна, 2015
© О.В. Косяк, 2015
© НУВГП, 2015

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Вступ

Для успішного проектування, конструювання, виробництва і експлуатації машин сучасний інженер-механік повинен мати високу теоретичну підготовку по широкому колу питань, навички, знання правил, норм і методів конструювання, вміти застосовувати знання з фізико-математичних і загальнотехнічних дисциплін: математики, механіки, опору матеріалів, технології металів, креслення та ін..

Метою даних методичних вказівок для виконання практичних робіт з дисципліни "Проектування та технологія виготовлення машин і обладнання" є закріплення знань, що отримані під час вивчення теоретичного матеріалу, а також допомогти освоїти основу конструкторського діла на прикладі проектування деталей і механізмів загального призначення.

Практична робота № 1

ЖОРСТКІСТЬ КОНСТРУКЦІЙ НА СТАДІЇ ПРОЕКТУВАННЯ

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Мета роботи:

1. Ознайомитись з критеріями жорсткості та факторами, що визначають жорсткість конструкцій;
2. Виконати порівняльний розрахунок жорсткості конструкцій при згині, за умови різних схем навантаження;
3. За наведеними конструкціями визначити конструкції з мінімальною та максимальною жорсткістю;
4. Запропонувати та обґрунтувати зміни конструкцій, схеми яких наведено у табл.1, яки б призвели до збільшення їхньої жорсткості.

1. *Теоретичні основи*

Жорсткість – це здатність системи чинити опір дії зовнішніх навантажень із найменшими деформаціями. Для машинобудування визначення поняття «Жорсткість» можна сформулювати наступним чином: це здатність механічної системи чинити опір дії зовнішніх навантажень, сприймати допустимі величини деформацій і не втрачати роботоздатність.

Національний університет водного господарства та природокористування

Жорсткість оцінюють коефіцієнтом жорсткості, який являє собою відношення сили, що діє на елемент конструкції, до величини деформації, яка викликана даною силою:

$$k = \frac{F}{f}, \qquad (1)$$

де F – сила, що діє на елемент конструкції, H; f – величина деформації, мм.

Для випадку розтягу-стиску бруса сталого перерізу у межах пружної деформації *коефіцієнт жорсткості* згідно закону Гука визначиться:

$$k = \frac{F}{f} = \frac{\sigma A}{f} = \frac{EA}{l}, \qquad (2)$$

де E - модуль пружності (модуль Юнга), Па; A - площа перерізу, мм^2, l - довжина бруса у напрямку дії сили, мм.

Зворотна величина до жорсткості – **піддатливість**. *Коефіцієнт піддатливості:*

$$\lambda = \frac{f}{F} = \frac{l}{EA}. \qquad (3)$$

Для випадку кручення бруса сталого перерізу коефіцієнт жорсткості дорівнює відношенню прикладеного до бруса крутного моменту $M_{кр}$ до визваного цим моментом кутом φ [рад] повороту перерізу бруса на довжині ℓ [мм]:

$$k = \frac{M_{кр}}{\varphi} = \frac{GJ_p}{l}, \qquad (4)$$

де J_p – полярний момент інерції перерізу бруса, мм^4; G – модуль зсуву, Па.

Полярний момент інерції визначається:

- для круглого суцільного перерізу

$$I = \frac{\pi d^4}{32}, \qquad (5)$$

де d – діаметр круга, мм.

- для кільцевого перерізу

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$I = \frac{\pi d^4}{32}\left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right), \qquad (6)$$

де D - зовнішній діаметр кільця, мм; d – внутрішній діаметр кільця, мм.

Для випадку згину бруса сталого перерізу коефіцієнт жорсткості визначається:

$$k = \frac{P}{f} = a\frac{EI}{l^3}, \qquad (7)$$

де I – геометричний момент інерції перерізу бруса, мм^4; l - довжина бруса, мм; a - коефіцієнт, який залежить від схеми кріплення деталі та умов навантаження (див. додаток Д1).

Геометричний момент інерції не пов'язаний з рухом матеріалу, а лише відображає степінь жорсткості перерізу. Так, для круглого бруса:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0{,}05 d^4, \qquad (8)$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

де d – діаметр перерізу, мм.

Геометричний момент інерції перерізу для прямокутного і трикутного бруса:

$$I = \frac{bh^3}{12}. \qquad (9)$$

Жорсткість сильно залежить від умов прикладання навантаження.

Жорсткість конструкції *визначають* наступні *фактори:*

1) модуль пружності матеріалу;
2) геометричні характеристики перерізу тіла, яке підлягає деформуванню;
3) лінійні розміри деформованого тіла;
4) вид навантаження та тип опор.

Модуль пружності є стійкою характеристикою металів, мало залежить від термічної обробки і вмісту легуючих елементів і визначається атомно-кристалічною решіткою основного компонента.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Під час *проектування* крім вибору матеріалу значна *увага приділяється умовам експлуатації механізму (вузла, деталі).* Тому головним практичним засобом збільшення жорсткості є оптимізація геометричних параметрів конструктивних елементів машини.

Приклад розв'язання задачі

Задача №1

Умова: Виконати порівняльний розрахунок жорсткості конструкції при згині за умови різних схем навантаження.

Розглянемо схему навантаження конструкції, подану на рис. 1.1. Визначимо коефіцієнт жорсткості конструкції.

Рис. 1.1 Схема навантаження

Національний університет
водного господарства
та природокористування

P=300кН; ℓ = 1м.

Визначити коефіцієнт жорсткості перерізу за умов:

- переріз круглий, діаметр перерізу 50 мм;
- переріз квадратний $b = 20мм$; $h = 50мм$.
- матеріал конструкції сірий чавун,
модуль пружності (1,15...1,60) $\times$ 10^5 МПа;
- сталь вуглецева з модулем пружності (2,0...2,1) $\times$ 10^5 МПа.

Розв'язок:

Коефіцієнт жорсткості визначаємо за формулою:

$$k = \frac{EI}{l^3} a,$$

де a – коефіцієнт, який залежить від схеми кріплення деталі; I - момент інерції перерізу.

Для сірого чавуну (круглий переріз) маємо:

$$k = \frac{EI}{l^3} a = \frac{1{,}15 \times 10^5 \cdot 0{,}05 \cdot 50^4}{1000^3} 48 = 1725\,;\; I \approx 0{,}05 d^4,$$

Для сірого чавуну (квадратний переріз) маємо

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$k = \frac{EI}{l^3} a$, Для нашого випадку

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 50^3}{12} = 208333 мм^4.$$ Тоді

$$k = \frac{EI}{l^3} a = \frac{1{,}15 \times 10^5 \cdot 208333}{1000^3} 48 = 1150.$$

Для сталі (круглий переріз) маємо:

$$k = \frac{EI}{l^3} a = \frac{2{,}1 \times 10^5 \cdot 0{,}05 \cdot 50^4}{1000^3} 48 = 3150.$$

Для сталі (квадратний переріз) маємо:

$$k = \frac{EI}{l^3} a = \frac{2{,}1 \times 10^5 \cdot 208333}{1000^3} 48 = 2099.$$

***Аналіз отриманих результатів*:** 1. Жорсткість конструкції зросла при заміні матеріалу – сірий чавун на матеріал – вуглецева сталь, який характеризується вищим модулем пружності.

2. Зміна конфігурації перерізу з круглого на квадратний, яка сприяла зменшенню його площі на 49%, привела до зменшення коефіцієнту жорсткості.

Вправи для самостійної роботи.

Завдання № 1.

Змінимо схему навантаження (рис. 1.2).

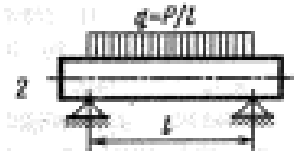


Рис.1.2 Схема навантаження конструкції

Визначити коефіцієнт жорсткості конструкції за умови, що балка навантажена зосередженою силою *q*. Розрахунок виконати для круглого перерізу. Діаметр прийняти як у попередній задачі. Сформулювати висновок.

Довжину бруса прийняти згідно таблиці 1.1.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Таблиця 1.1

Номер згідно журналу	ℓ, мм	Номер згідно журналу	ℓ, мм
1	500	16	1330
2	560	17	1390
3	630	18	1450
4	700	19	1500
5	750	20	1525
6	810	21	1570
7	880	22	1600
8	940	23	1640
9	990	24	1680
10	1025	25	1720
11	1070	26	1760
12	1150	27	1800
13	1200	28	1830
14	1240	29	1875
15	1300	30	1900

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Визначити коефіцієнт жорсткості конструкцій, які подано на рис.1.3 і 1.4.

Зробити висновки на підставі аналізу виконаних задач.

*Прийняти у всіх задачах однакову величину навантаження, довжину конструкції, площу поперечного перерізу та модуль пружності 2,1*10^{5}МПа.*

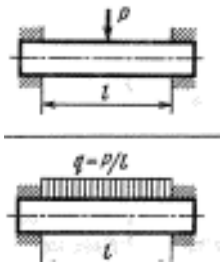


Рис.1.3 Схеми навантаження брусу, який кріпиться у двох фіксованих опорах

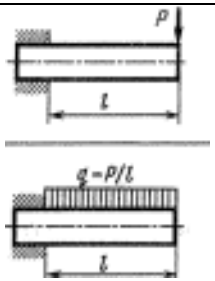


Рис. 1.4 Схеми консольно закріплених конструкцій

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Завдання № 2

Дослідити вплив виду деформації на жорсткість конструкції. Сформувати висновки.

Розглянути схеми, подані на рис.1.1 і 1.5. Оцінити жорсткість конструкцій за умови круглого перерізу (d=30мм), навантаження 500Н (прийняти $P = F$), l=1м=l_0 модуль пружності матеріалу 2,1*10^5 МПа.

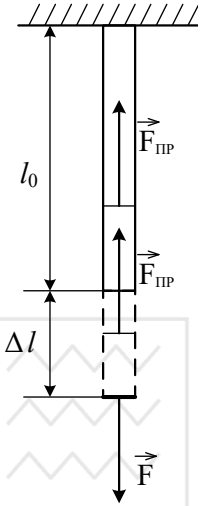


Рис.1.5 Схема навантаження

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Збільшення жорсткості і міцності консольних конструкцій.

За умови, що застосування консольного встановлення запобігти не вдається, потрібно шукати шляхи зменшення недоліків такої конструкції. А саме:

- зменшення вильоту конструкції;
- збільшення жорсткості і міцності консольної частини.

Завдання № 3

На рис. 1.6, 1.7, 1.8 подано схеми консольних конструкцій. Оберіть, на Ваш погляд, конструкції з мінімальною і максимальною жорсткістю. Обґрунтуйте своє рішення.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

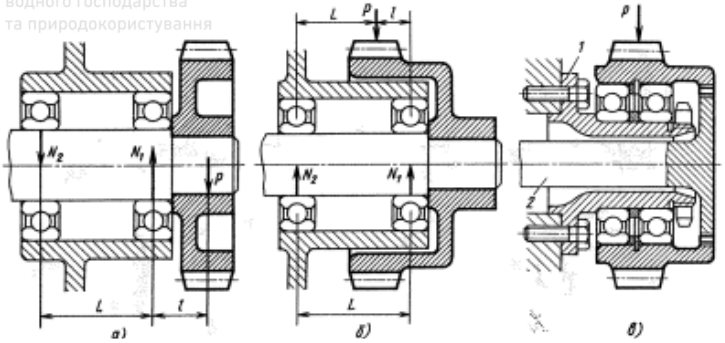
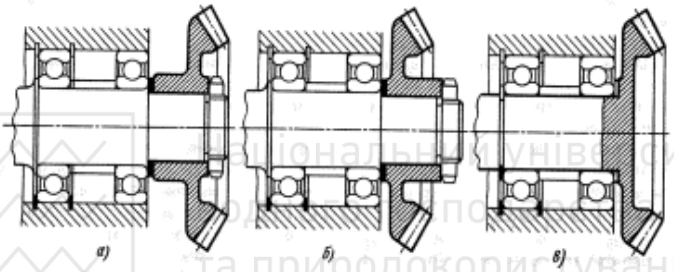


Рис. 1.6



Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рис. 1.7

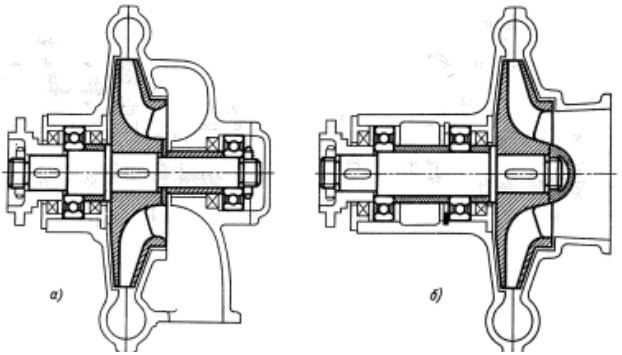


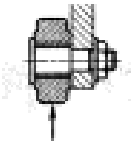
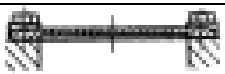
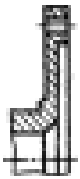
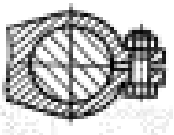
Рис. 1.8

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Практичні завдання для закріплення матеріалу та підготовки до екзамену (заліку)

Нижче у таблиці наведено приклади конструкцій, які характеризуються низькою жорсткістю. Запропонуйте зміни, обґрунтуйте яким чином зміна конструкції здатна підвищити її жорсткість.

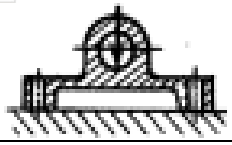
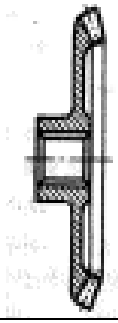
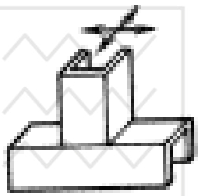
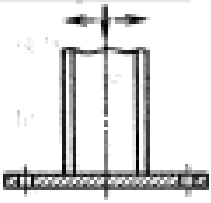
Таблиця 1.2

Схема	Назва	Зміна конструкції
1	2	3
	Кріплення ролика на важелі	
	Литий шків клинопасової передачі	
	Дискове зубчасте колесо	
	Кришка відлита	
	Вал фланцевий	
	Клемове з’єднання (суттєвий згин вушок клеми!)	

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Продовження табл. 1.2

	Провушина (вплив згинальних навантажень)	
	Конічне зубчасте колесо	
	Зварне з’єднання	
	З’єднання з малою жорсткістю	

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Практична робота № 2

ПРОЕКТУВАННЯ ЗВАРНИХ З’ЄДНАНЬ

Мета роботи:

1. Ознайомитися з основами розрахунку зварних з’єднань.
2. Розглянути конструктивні і технологічні прийоми підвищення міцності зварних з’єднань.
3. Розрахувати зварне з’єднання згідно вихідних даних.

Національний університет водного господарства та природокористування

1. *Теоретичні основи*

З'єднання зварюванням – нероз'ємне. Зварювання, як технологічний процес з'єднання деталей (металевих і неметалевих), ґрунтується на використанні молекулярно-механічних зв'язків між деталями при сильному місцевому нагріві їх до розплавлення (зварювання плавленням) або доведенням до пластичного стану з прикладанням механічного зусилля (зварювання тиском). Зварювання є найрозповсюдженішим сучасним способом отримання різноманітних елементів конструкцій машинобудівної, будівельної та інших галузей.

Міцність з'єднання при статичних і ударних навантаженнях не відрізняється практично від міцності деталей із суцільного металу.

Відомими є понад 50 способів зварювання, серед найбільш розпорвсюджених: *Автоматичне та ручне дугове зварювання, Електрошлакове, Контактне, Зварювання тертям.* Відомі також спеціальні види зварювання: дифузійне (для з'єднання різнорідних матеріалів), електронно-променеве, лазерне, радіочастотне, ультразвукове, вибухом (для покриття).

Зварні з'єднання забезпечують значну економію металу і значно знижують трудомісткість їх виготовлення. Тому останні суттєво дешевші за клепані чи литі. *Маса* зварних конструкцій у порівнянні з чавунними з*нижується* майже вдвічі, а в порівнянні зі сталевими литими – до третини. Але ще вагомішими перевагами цих зєднань є *висока продуктивність і простота процесу зварювання* через використання засобів автоматизації. Зварювання особливо доцільне при виготовленні конструкцій складної форми, окремі деталі яких одержують за допомогою штампування, вальцюванням, куванням, штампуванням та відливкою.

Недоліки зварних з'єднань: поява залишкових напруг у зварних елементах після закінчення процесу зварювання, а звідси короблення деталей після зварювання; погане сприйняття змінних і, особливо, вібраційних навантажень; складність і трудомісткість контролю якості зварних швів; знижений опір корозії; можливість існування скритих (невидимих) дефектів (тріщин, непроварів, шлакових включень), які знижують міцність з'єднання та ін.

Залежно від взаємного розміщення зварних елементів розрізняють такі види зварних з'єднань: *стикові* (рис. 2.1), *напусткові* (рис.2.2, а), *таврові* (рис. 2.2, б) та *кутові* (рис.2.2, в).

Національний університет водного господарства та природокористування

Стикові з'єднання мають міцність, досить близьку до міцності основного металу, і застосовуються у відповідальних конструкціях. **Напусткові** з'єднання тонколистових конструкцій виконують за допомогою контактного точкового зварювання (рис. 2.3, а) або роликового (рис. 2.3, б). Діаметр зварної точки встановлюють залежно від товщини δ зварюваних деталей: $d = 1{,}2\,\delta + 4$ мм. Відстань між точками приймають:

$a = 3d$ – при зварюванні двох елементів;

$a = 4d$ – при зварюванні трьох елементів.

Якщо у напустковому з'єднанні кутові шви не забезпечують потрібної міцності то, іноді додатково, до кутових застосовують коркові (рис. 2.4, а), прорізні (рис. 2.4, б) або проплавні (рис. 2.4, в) шви. Корковий шов одержується шляхом заповнення розплавленим металом отворів круглої форми в одній або в обох з'єднуваних деталях. Прорізі прорізних швів можуть бути закритими або відкритими. Проплавлений шов виконується проплавленням однієї деталі, накладеної на іншу.

За розміщенням відносно лінії дії сили, що діє на шов, розрізняють у напусткових зєднаннях: *флангові* (розміщені паралельно напрямку дії сили); *лобові* (розміщені перпендикулярно дії сили); *комбіновані* (складаються з двох попередніх швів) шви.

Національний університет водного господарства та природокористування

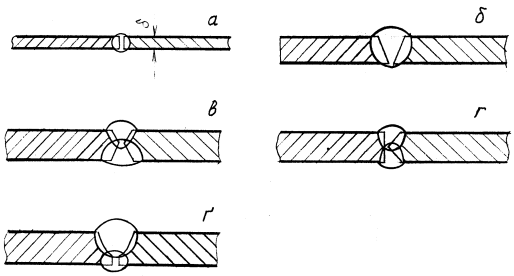


Рис. 2.1. Стикові з'єднання та їх кромки при товщині: **а** - $\delta = 8$ *мм;* **б** - $\delta = 16$ *мм;* **в** - $\delta = 12 \div 40$ *мм;* **г** - $\delta = 30$ *мм;* **ґ** – $\delta = 40$ *мм.*

Національний університет
водного господарства
та природокористування

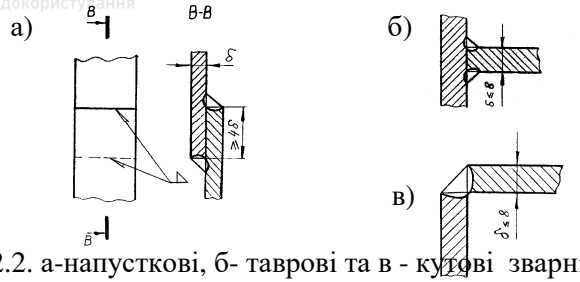


Рис. 2.2. а-напусткові, б- таврові та в - кутові зварні з’єднання.

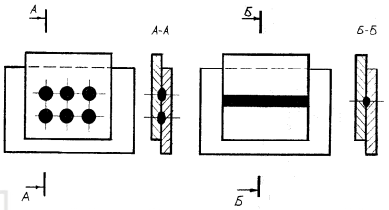


Рис. 2.3. З’єднання контактним зварюванням: а – точковим; б –роликовим.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

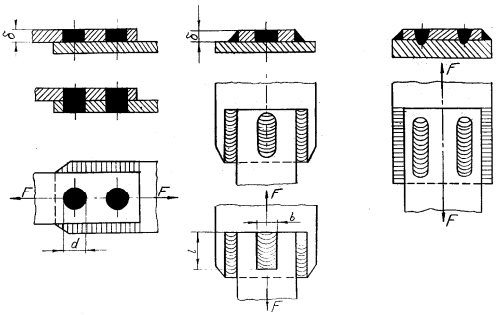
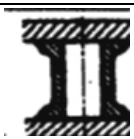


Рис.2.4. Зварні шви: а – коркові; б – прорізні; в – проплавні.

З метою підвищення міцності зварних швів проектуючи з’єднання потрібно передбачати раціональне розташування швів, термообробку виробів, зміцнення за допомогою різних прийомів (таблиця 2.1).

Національний університет
водного господарства
та природокористування

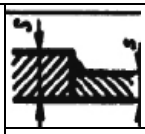
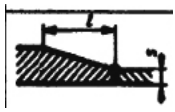
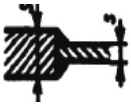
Таблиця 2.1

Правила	Вид з'єднання	Види конструкцій		Коментарі
		невдала	вдала	
1	2	3	4	5
Забезпечити зручний доступ електродів до зварних швів	Приварювання перегородок			Зварні шви винесено з тісного простору між перегородками
				Зварні шви винесені на поверхню листів
				1. Фланці віднесені від суміжної стінки. 2. Зварний шов віднесено на торець фланцю
Запобігати суміщенню швів	Приварювання ребер			Ребра розташовано у шаховому порядку
	Приварювання похилих перегородок			Перегородки розсунуто

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Продовження таблиці 2.1

Не допускати, по можливості, зварювання товстих деталей з тонкими	Стикові з'єднання листів різної товщини			$S / s \prec 3$
				$S / s \succ 3$
	Приварювання фланцю до тонкостінної труби			Фланець виконано з тонкостінним кільцевим перехідником
	Приварювання пальця до листа			Палець наділено тонкостінним фланцем

Національний університет
водного господарства
та природокористування

2. *Міцність зварних з'єднань можна підвищити конструктивними і технологічними прийомами.*

Розглянемо конструктивні прийоми (рис. 2.5).

На схемах 1-3 зображено послідовне підсилення вузла приварювання фланцю, який навантажено крутним моментом, шляхом збільшення діаметру кільцевого шва. Опір зрізу у конструкції 2 за умови однакових перерізів шва у 7 разів, а у конструкції 3 у 18 разів більше, ніж у конструкції 1.

Доцільно розвантажувати зварні шви шляхом переносу ділянок, що сприймають навантаження, на відрізки суцільного матеріалу і залишати за зварними швами лише функцію з'єднання деталей.

Приклади розвантаження зварних швів подано на схемах 6, 7, 8, 9.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

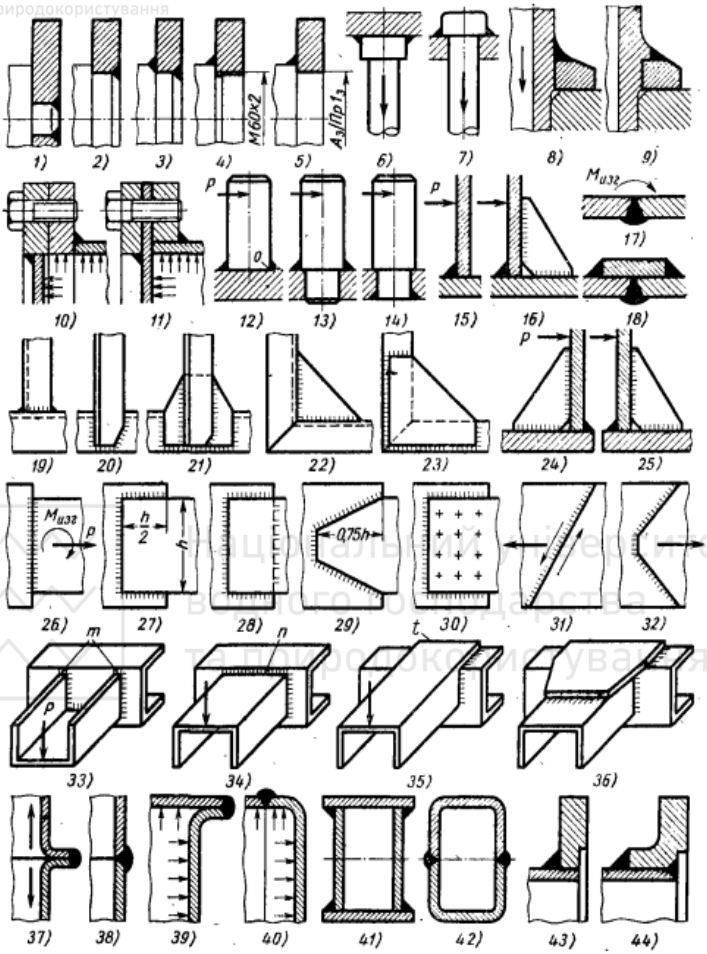


Рис. 2.5. Схеми зварних конструкцій

У вузлі кріплення кришки до обичайки резервуару (схема 10) зварні шви підлягають згину і зрізу. На схемі 11 подано покращену конструкцію, у якій шов розвантажено заведенням обичайки у фланець.

Силові шви слід навантажувати на зсув і розтяг, усуваючи згин.

Національний університет водного господарства та природокористування

Конструкція 12 навантажена поперечною силою і є недоцільною. Шов навантажено силою зрізу.

У конструкції 13, де стрижень центрували у гнізді деталі, шов розвантажено від зрізу.

У конструкції 14 згин і зріз силою *P* сприймають цілі, не послаблені зварюванням перерізи стрижня. Шов практично розвантажено.

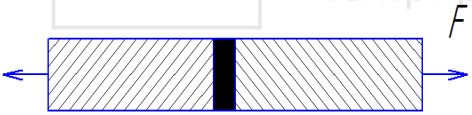
Шов привареної стінки (15) навантажено згинальною силою *P*. Для розвантаження введено ребро (схема 16).

Решту схем (не згаданих вище) розглянути самостійно і пояснити сутність практичних дій, спрямованих на підвищення надійності зварних конструкцій.

3. Приклади розв'язування задач.

Задача № 1

Перевірити міцність стикового зварного з'єднання, виконаного ручним зварюванням електродом Е42. Допустиме напруження міцності для основного матеріалу 205 МПа. Параметри шва 5х200 мм. Розтягуючи сила, що діє на з'єднання 105 кН.



F=105кН;

$[\sigma_p]$=205МПа;

B х h = 5х200 мм – довжина шва та товщина з'єднувальних деталей.

1.Умова міцності:

$\sigma_p = \frac{F}{A} \le \left[\sigma_p^{/}\right]$, де $\left[\sigma_p^{/}\right]$ - допустиме напруження зварного шва.

$\left[\sigma_p^{/}\right] = 0.9\left[\sigma_p\right]$=0.9*205=184.5 МПа, згідно таблиці 2.2.

Тоді розрахункове напруження:

$\sigma_p = \frac{105 \cdot 10^3}{5 \cdot 200} = 105 МПа$ що менше 184.5 МПа

Міцність з'єднання забезпечено.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

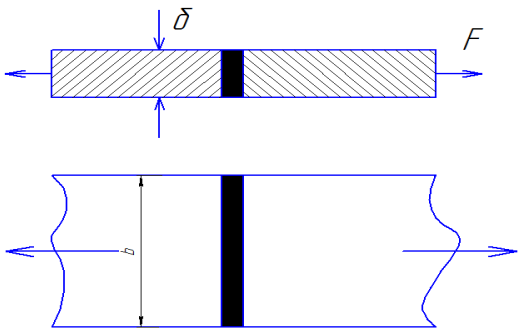
Таблиця 2.2

Метод зварювання	Для з'єднання встик		При зрізі $[\tau'_{зр}]$, Н/мм^2
	При розтягу $[\sigma'_p]$, Н/мм^2	При стисканні $[\sigma'_p]$, Н/мм^2	
Ручний, електродом Е 42	$0{,}9[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}6[\sigma_p]$
Автоматичний під шаром флюсу; контактний стиковий з оплавленням; ручний, електродом Е 42А; в середовищі захисних газів	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$0{,}65[\sigma_p]$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Задача № 2

Визначити довжину шва. З'єднання стикове δ=8 мм. Зусилля розтягу 138 кН. Допустиме напруження основного матеріалу шва 200МПа.



F=138 кН

$\left[\sigma_p\right]=200$ МПа

δ=8 мм

Умова міцності

$$\sigma_p=\frac{F}{A}\le\left[\sigma'_p\right],$$ де А - площа перерізу $A=b\cdot\delta$;

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Для визначення $\left[\sigma_p^{/}\right]$ задамось видом зварювання.

Приймемо: зварювання автоматичне дугове. Згідно табл. 2.2 визначаємо допустиме напруження зварного шва:

$\left[\sigma_p^{/}\right] = \left[\sigma_p\right] = 200 МПа.$

Довжина шва з умови міцності дорівнює:

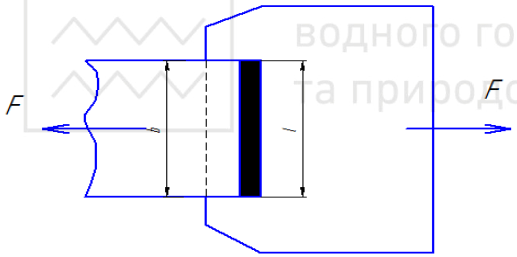
$$в = \frac{F}{\delta\left[\sigma_p\right]} = \frac{138 \cdot 10^3}{8 \cdot 200} = 86{,}25 \text{ мм.}$$

На не провар додаємо від 5 до 10 мм. Остаточно приймемо довжину шва 95мм.

Задача № 3

Перевірити міцність напусткового з'єднання. Допустиме напруження матеріалу шва 120 МПа, довжина шва 120 мм. Шов лобовий. Катет шва 5 мм. Розтягуюча сила 80 кН.

Національний університет
водного господарства
та природокористування



l =120 мм;
k =5 мм;
$[\sigma_p^{/}]$= 120МПа;
F=80кН.

Запишемо умову міцності:

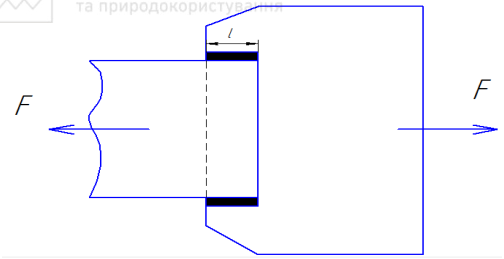
$$\sigma_p = \frac{F}{0{,}7 \cdot k \cdot l} \le \left[\sigma_p^{/}\right].$$

Маємо: $\sigma_p = \dfrac{80 \cdot 10^3}{0{,}7 \cdot 5 \cdot 120} = 190{,}47 МПа.$

$190{,}47 \ge 120$ - міцність не забезпечена.

Якщо в умові задачі буде два флангових шва. Тоді розрахункова схема матиме вигляд:

Національний університет
водного господарства
та природокористування



Відповідно напруження визначиться за залежністю:

$$\sigma_p = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7 \cdot k \cdot l} \le \left[\sigma_p^{/}\right].$$

Практична робота № 3

ПРОСТІ ВИДИ ДЕФОРМАЦІЙ

Національний університет
водного господарства
та природокористування

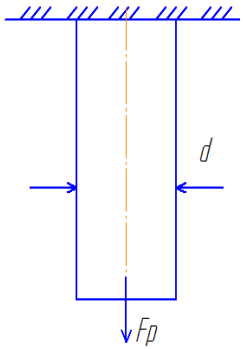
Мета роботи:

1. Розглянути приклади розв’язку задач з розділу.
2. Розв’язати задачі згідно свого варіанту.

Задача №1

Визначити діаметр осі, яка навантажена осьовою розтягуючою силою 12 кН. Допустиме напруження розтягу становить 185 МПа.

Розв’язок:



Запишемо умову міцності:

$$\sigma_{\partial} = \frac{F_P}{A} \le [\sigma_P];$$

де А – площа поперечного перерізу. З урахуванням, що переріз круглий, маємо:

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\frac{F_P \cdot 4}{\pi d^2} \le \left[\sigma_p\right].$$

З умови міцності визначаємо діаметр осі:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\left[\sigma_p\right] \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12 \cdot 10^3}{185 \cdot 3{,}14}} = 9{,}09 мм.$$

Задача №2

На скільки % зміниться напруження у небезпечному перерізі валу, якщо діаметр збільшити на 10% і зменшити на 10%? На вал діє розтягуюча сила F_P.

Розв'язок:

Напруження розтягу визначимо: $\sigma = \frac{F_p}{A}$. Якщо діаметр збільшити на 10% площа поперечного перерізу зросте.

Умовно приймемо початково d=1см, тоді при збільшенні діаметра на 10%, маємо: d_1=(0,1+1)=1,1см;

Площі перерізу: $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1.1^2}{4} = 0.949$ см^2;

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 1^2}{4} = 0.785 см^2$$

Бачимо що площа зросла на 20%, а це призводить до зменшення σ на 20%.

При зменшенні діаметра на 10%, маємо: d_1=(1-0,1)=0,9 см;

Площа перерізу буде: $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0.9^2}{4} = 0.635 см^2$

Бачимо, що площа зменшилась на 49,5%, а це призводить до збільшення σ на 49,5%.

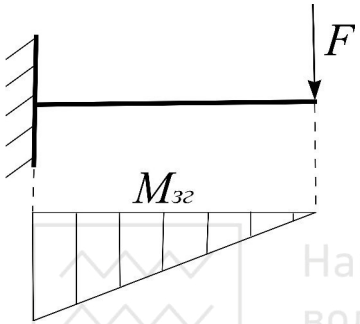
Національний університет
водного господарства
та природокористування

Задача №3

Вісь закріплено консольно. Довжина прольоту l = 1 м. На кінці осі прикладемо силу 18 кН. Діаметр осі 100 мм. Перевірити міцність осі, якщо:

1) якщо матеріал – сталь 45.
2) якщо матеріал – сталь 40Х.

Розв'язок



1. Визначимо величину згинального моменту.

$$M_{çã} = F \cdot l = 18000 \cdot 1000 = 18000000 Hì \ ì$$

2. Умова міцності при деформації «згин»:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}^{\max}}{W_o}, \qquad (1)$$

де $\sigma_{зг}$ -нормальне напруження;

$M_{зг}^{\max}$ - величина згинального моменту; W_o – осьовий момент опору при деформації згину.

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 100^3}{32} = 98125 мм^3$$

За табл. механічних характеристик [1, С. 166] вибираємо величину межи текучості для заданих матеріалів:

$$\sigma_T = (\text{ст } 45) = 360 \, H/мм^2$$

$$\sigma_T(40\text{X}) = 785 \, H/мм^2$$

Тоді $[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{[S]}$. де $[S] = 1.5$ – коефіцієнт запасу міцності.

Для – ст. 45: $[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_m}{[S]} = \frac{360}{1.5} = 240 H / мм^2$;

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Для - 40Х: $[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_m}{[S]} = \frac{785}{1.5} = 523 H/мм^2$.

Перевіряємо умову міцності за залежністю (1).

$$\sigma_{çã} = \frac{Ì^{\max}_{çã}}{W_o} = \frac{18000000}{98125} = 183.4 ì\ Ï\ à$$

Отримане розрахункове напруження не перевищує допустимі значення для обох видів матеріалу.

Слід зауважити, що виготовлення осі зі сталі 45 є більш доцільним. ***Чому? – Поясніть самостійно.***

Задача №4

Перевірити на міцність вал за умови, що на нього діє крутний момент Т=180000 Нмм, діаметр валу 50 мм. Допустиме напруження кручення становить 17,6 МПа.

Умова міцності:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \le [\tau_{кр}],$$

де W_p – полярний момент опору перерізу вала при деформації кручення.

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3.14 \cdot 50^3}{16} = 24531.25 мм^3;$$

$$\tau_{êð} = \frac{180000}{24531,25} = 7,34 Ì\ Ï\ à \le 17,6 Ì\ Ï\ à$$

Умова міцності виконується.

Задача №5

Вал знаходиться під дією комплексного навантаження. У поперечному перерізі виникають напруження.

- розтягу $\sigma_p = 12$ МПа;

Національний університет
водного господарства
та природокористування

- кручення $\tau_{кр}$ =1,5 МПа;
- згину $\sigma_{зг}$ =0,3 МПа.

Перевірити міцність за умови, що еквівалентне допустиме напруження 28 МПа.

$$\sigma_E = \sqrt{\left(\sigma_p + \sigma_{зг}\right)^2 + 4\tau_{кр}^{\ 2}} = \sqrt{(12+0{,}3)^2 + 4\cdot 1{,}5^2} = 12{,}65 МПа$$

12,65 < 28 – умова міцності виконується.

2. Виконати перевірку міцності деталі, відповідно до свого варіанту див. табл. 3.1, навести схеми та зробити висновки.

Таблиця 3.1

№	Вид перерізу	Параметр перерізу	Навантаження	Допустиме напруження [σ_p]
1	Круг	d=100мм	Розтягуюча сила 20кН	280 МПа
2	Круг	d=50мм	Крутний момент 100 Нмм	135МПа
3	Круг	d=80мм	Згинальний момент 204 Нмм	284МПа
4	Квадрат	a=40мм	Розтягуюча сила 180 Н	205МПа
5	Квадрат	a=80мм	Стискаюча сила 180Н	200МПа
6	Круг	d=100мм	Крутний момент 18кНмм	230МПа
7	Круг	d=20мм	Згин.момент 1200 Нмм	195МПа
8	Прямокутник	$b\times a$=20×10 мм	Стискаюча сила 250Н	200МПа
9	круг	d=30мм	Крутний момент 280 Нмм	120МПа

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Практична робота № 4

ПЕРЕВІРКА ВАЛА НА СТАТИЧНУ ТА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ

Мета роботи:

1. Розглянути приклади розв'язків задач по даній темі.
2. Розв'язати задачі самостійно.

Розрахунок на статичну міцність здійснюється з метою попередження пластичних деформацій і руйнувань при короткочасних перевантаженнях.

Статична міцність розраховується за максимальними зовнішніми навантаженнями, які діють на вал – обертаючому моменту T_{max}, зосередженими і розподіленими силами F_{max}, згинальними моментами M_{max}.

Сучасні розрахунки на опір втомленості відображають характер зміни напруг, характеристики опору втомленості матеріалів, концентрацію напруг, вплив абсолютних розмірів, шорсткості поверхні і поверхневого зміцнення.

На практиці встановлено, що для валів основним видом руйнування є руйнування від втомленості.

Тому, при відсутності експериментальних даних про експлуаційне навантаження редукторів і їх стендових випробовувань, розрахунки валів виконують умовно за номінальним навантаженням / номінальними напруженнями/, а цикли напружень приймають: симетричними для напружень згину і віднульовими / пульсуючими / - для напружень кручення.

При реверсивній роботі редуктора з частими запусками і зупинками приймають симетричний цикл зміни напруження кручення.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Задача №1

Перевірити на статичну міцність вісь діаметром 30 мм, на яку діє осьова сила 320 Н і згинальний момент 198000 Нмм, обертальний момент 126000 Нмм. Матеріал осі - сталь 45; допустимий коефіцієнт запасу статичної міцності [n]=2,1.

Розв'язок:

При розрахунку на статичну міцність визначаються максимальні нормальні σ_{max} і дотичні τ_{max} напруження в розглядуваному перерізі вала.

Умова статичної міцності :

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

де n_σ і n_τ - часткові запаси міцності за нормальними і дотичними напруженнями, відповідно.

Часткові коефіцієнти запасу статичної міцності:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}},$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

де σ_T - границя текучості матеріалу; σ_{max}- максимальне нормальне напруження.

σ_T =280 МПа; τ_T =150 МПа див. додаток Д.2

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} + \frac{M_{\max}}{W_0},$$

де F_{max} і M_{max} – максимальна сила і згинальний момент, відповідно.

звідки $F_{\max} = K \cdot F = 2.2 \cdot 320 = 704H$, де K – коефіцієнт можливого перевантаження; F – номінальне значення сили.

$$A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} = 706.5 мм^2$$

$$M_{\max} = 2.2 \cdot 198000 = 435600 H \cdot мм$$

$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 30^3}{32} = 2649.4 мм^3$ - осьовий момент опору при деформації згин.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\sigma_{\max} = \frac{704}{706.5} + \frac{435600}{2649.4} = 0.99 + 164.415 = 165.4 МПа$$

$$n_{\sigma} = \frac{280}{165.4} = 1.69 МПа \cdot$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}},$$

де τ_T і $\tau_{\max}$ - відповідно, границя текучості при крутіні та максимальне дотичне напруження.

Звідки: $\tau_{\max} = \frac{T_{\max}}{W_p}$;

$T_{\max} = K \cdot T = 2.2 * 126000 = 277200 Нмм$, де T – номінальне значення обертального моменту.

W_p - полярний момент опору:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3.14 * 30^3}{16} = 5298.75 мм^3 \cdot$$

$$\tau_{\max} = \frac{277200}{5298,75} = 52,3 МПа.$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{150}{52,3} = 2,87 МПа \cdot$$

$$n = \frac{1.69 * 2.87}{\sqrt{1.69^2 + 2.87^2}} = 3.07 МПа \cdot$$

3,07 > 2,1

Перевищення становить: $\Delta = \frac{3.07 - 2.1}{3.07} \cdot 100\% = 31\%.$

Умова міцності виконується, запас міцності становить 31%.

Задача №2

Визначити використовуючи дані задачі №1 як вплине на міцність:

1) заміна форми перерізу осі з круглої на круглу з центральним отвором. Діаметр отвору прийняти 10 мм.

2) збільшення діаметру осі на 25%.

Національний університет водного господарства та природокористування

Розв'язок:

1. Форма перерізу вплине на величину моментів опору W_0 і полярного моменту W_p. Згідно довідникової літератури для круглого перерізу з отвором:

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32}\left(1 - \frac{d_{отв}}{d}\right)^2 = 2649.4\left(1 - \frac{10}{30}\right)^2 = 1177.5 мм^3$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}\left(1 - \frac{d_{отв}}{d}\right)^2 = 5298.75\left(1 - \frac{10}{30}\right)^2 = 2355 мм^3$$

$$\sigma_{\max} = \frac{704}{706.5} + \frac{435600}{1177.5} = 370.9 МПа$$

$$\tau_{\max} = \frac{277200}{2355} = 117.7 МПа.$$

$$n_\sigma = \frac{280}{370.9} = 0.75 МПа$$

$$n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{150}{117.7} = 1.27 МПа$$

$$n = \frac{0.75 * 1.27}{\sqrt{0.75^2 + 1.27^2}} = \frac{0.95}{1.47} = 0.65 МПа$$

0,65 < 2.1

Умова міцності осі не виконується за умови виконання отвору діаметром 10 мм.

2. При збільшенні діаметра осі на 25%, маємо

30+(0,25* 30)=37.5 мм.

За рядом нормальних розмірів (див. додаток Д3) приймаємо діаметр 38 мм.

Вал приймаємо суцільного круглого перерізу.

$$W_o = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 * 38^3}{32} = 5384{,}3 мм^3$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{3.14 * 38^3}{16} = 10768{,}6 мм^3$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$\sigma_{\max} = \frac{704}{706.5} + \frac{435600}{5384.3} = 81{,}9 МПа$$

$$\tau_{\max} = \frac{277200}{10768.6} = 25{,}74 МПа.$$

$$n_{\sigma} = \frac{280}{81.9} = 3{,}42 МПа$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{\max}} = \frac{150}{25.74} = 5{,}83 МПа$$

$$n = \frac{3.42 * 5.83}{\sqrt{3.42^2 + 5.83^2}} = \frac{19.94}{6.76} = 2{,}95 МПа \cdot$$

2,95 > 2.1

Перевищення становить: $\Delta = \frac{2{,}95 - 2{,}1}{2{,}95} \cdot 100\% = 28\%.$

Умова міцності виконується, запас міцності становить 28%.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Задача №3

Перевірити вал діаметром 30 мм на втомну міцність. Прийняти вихідні дані з задачі №1. Прийняти що напруження згину змінюється за симетричним циклом, а кручення - за віднульовим. Коефіцієнти, що враховують вплив: розміру поверхні, прийняти K_d=0.75; шорсткість – K_σ =0.917; K_τ=0.854; коефіцієнт асиметрії циклу напружень - ψ_σ =0.088; ψ_τ =0.0215.

Розв'язок:

При розрахунку на опір втомленості в передбачених небезпечних перерізах визначаються коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_σ і дотичними S_τ напруженнями.

Умова втомної міцності:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де [S] = 1,5…2,5 – нормативне мінімально допустиме значення коефіцієнту запасу міцності.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

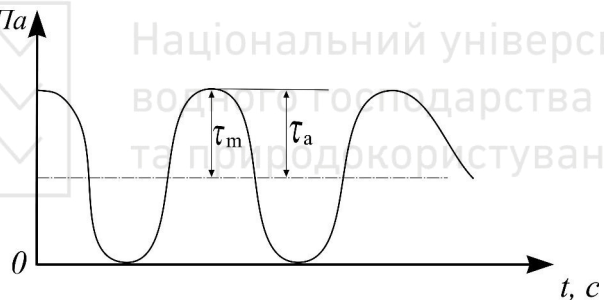
$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_d \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m};$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_d \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}.$$

σ_{-1} - для сталі 45 буде 250 МПа; τ_{-1} = 150 МПа (додаток Д2).

Амплітуди напружень.

В розрахунках валів приймають, що нормальні напруження змінюються за симетричним циклом, тобто $\sigma_a = \sigma_{зг}$ і $\sigma_m = 0$, а дотичні – за віднульовим (пульсуючим) циклом $\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2}$.

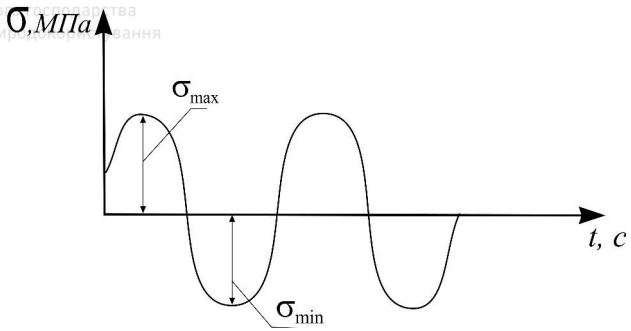


Віднульовий цикл

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{52.3}{2} = 26.15 МПа$$

τ_a - амплітуда дотичних напружень, які відповідають певному циклу зміни напруг; τ_m середнє дотичне напруження циклу; $\tau_{\max}$ – взято з задачі №1.

Національний університет
водного господарства
та природокористування



Симетричний цикл

$\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$, тоді σ_m - середнє напруження циклу: $\sigma_m = 0$.

$\sigma_a = \sigma_{\max}$.

За розрахунками задачі №1 $\sigma_{\max} = 165{,}4 МПа$.

$$S_\sigma = \frac{250}{0.75 * 165.4 + 0.088 * 0} = 2{,}02 МПа$$

$$S_\tau = \frac{150}{0.854 * 52.3 + 0.0215 * 26.15} = 3{,}317 МПа$$

$$S = \frac{2.02 * 3.317}{\sqrt{2.02^2 + 3.317^2}} = 1{,}73 МПа$$

Запас міцності за границею витривалості [S] береться з [6, С. 87].

1,73 < [S]=1.9

Умова втомної міцності не виконується.

Розв'язати задачі самостійно:

1. Перевірити на статичну міцність вал діаметром 50 мм із шпонковим пазом. На вал діє осьова сила 343 Н, згинальний момент 164000 Нмм, крутний момент 119356 Нмм. Матеріал валу сталь 40Х. [n]=2.1. W_0 і W_P на (С. 18 [6]). Параметри шпонки див. додаток Д.4.

2. Порівняти статичну міцність валів:

- із шпонковою канавкою;
- із шліцами.

Національний університет водного господарства та природокористування

Діаметр валу 80 мм; осьова сила, що діє на вал 290 Н; згинальний момент 164650 Нмм; крутний момент 110000 Нмм. Матеріал валу – сталь 40Х. Допустимий коефіцієнт запасу статичної міцності [n]=2.1

Практична робота № 5

ПІДБІР ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета роботи:

1. Ознайомитися з маркуванням підшипників.
2. Розглянути задачі на підбір підшипників кочення та визначення довговічності роботи підшипників.
3. Розв'язати задачі самостійно.

На практиці часто мають місце випадки, коли діаметр вала визначається не міцністю самого вала, а міцністю підшипника. Тому розрахунок вала і підшипників взаємозв'язані.

Підбір підшипників проводять для обох опор вала. Якщо для обох опор використовують підшипники одного типу і розміру, то в даному випадку підбір проводять по найбільш навантаженій опорі.

Відповідно до встановленої практики проектування і експлуатації машин тип підшипника вибирається за певними рекомендаціями.

Спочатку зупиняються на підшипниках легкої серії. Якщо при наступному розрахунку вантажопідйомність підшипника легкої серії виявиться недостатньою, приймають підшипник середньої серії. При надто великих розмірах кулькових підшипників використовують конічні роликові підшипники.

Розшифрування марки підшипників:

Підшипник – <u>7202:</u>

02 – діаметр вала або внутрішній діаметр підшипника d=15мм;

2 – (серія діаметра) – легка;

7 – (тип підшипника) – роликовий з конічними роликами.

Підшипник – <u>6-36216 К1:</u>

16×5=80 мм – внутрішній діаметр підшипника;

Національний університет
водного господарства
та природокористування

2 – підшипник легкої серії;

6 - (тип підшипника) – радіально-упорний кульковий;

3 – (конструктивна особливість підшипника) – особливо широка серія;

6 – цифра, що стоїть перед умовним позначенням підшипника відповідає за (клас точності) – підвищений;

К1 – (додатковий знак) – конструктивні зміни деталей підшипника. Літера К означає залізний штампований сепаратор.

Задача №1

Підібрати підшипник кочення для опор вала конічної шестерні. Діаметр вала 40 мм. На підшипник діє радіальне навантаження F_r = 1941 Н; осьове F_a = 1262 Н. Умови роботи – спокійне навантаження, довговічність L = 343,2 млн. об.

Розв'язок:

1. Попередньо приймаємо за ГОСТ 831-75 кульковий радіально-упорний підшипник 36208.
d×D×B=40×80×18мм; C=38,9 кН–динамічна вантажопідйомність;
C_0 – 23,2 кН – статична вантажопідйомність; $\alpha = 12^0$ - кут контакту.

Еквівалентне динамічне навантаження визначається:

$$P_{åêâ} = \left(XVF_r + ÓF_a \right) K_\sigma K_T ,$$

V = 1 – приймаємо, що рухомим є внутрішнє кільце підшипника;
K_T - температурний коефіцієнт. В задачі не сказано, що для підшипникового вузла $t^0 > 100^0$C, тому приймаємо температурний коефіцієнт $K_T = 1$.
K_σ – коефіцієнт безпеки; K_σ = 1,0 – для заданого спокійного режиму роботи.

Для визначення коефіцієнтів Х та У перевіримо умову $\frac{F_a}{VF_ч} > e$

чи $\frac{F_a}{VF_ч} \le e$, де $e = 1.5tg\alpha$

$\frac{F_a}{VF_ч} = \frac{1262}{1*1941} = 0.65$, що > e = 0,31.

Тоді Х=0,45; У = 1,22 (див. [6, С.82]).

$$P_{екв} = (0{,}45*1*1941 + 1{,}22*1262)*1{,}0*1{,}0 = 2413{,}09H$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Необхідна динамічна вантажопідйомність:

$$C_{пт} = P_{екв}\sqrt[p]{L} = 2413{,}09\sqrt[3]{343{,}2} = 16895H$$

p = 3.0 – для кулькових підшипників.

Оцінюють придатність наміченого типорозміру підшипника за умовою: $C_{пт} < C$.

Оскільки $C_{пт} < C = 38900H$, то попередньо підібраний підшипник підходить для встановлення.

Задача №2

Визначити базову довговічність підшипника вала привода робочого органу екскаватора. Частота обертання вала 1800 хв$^{-1}$; довговічність підшипників 2076 млн. об.

Розв'язок:

Довговічність в годинах визначається:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

де L – довговічність в млн. об.; n – частота обертання вала.

$$L_h = \frac{10^6 * 2076}{60 * 1800} = 19222.2 год$$

Задача №3

Підібрати підшипник для встановлення п'яти вала черв'ячного колеса. Навантаження – осьове F_a = 1296 Н; довговічність роботи 20000 млн. об; робота з помірними поштовхами; температура вузла $t^0 = 125^0$С; діаметр п'яти 80 мм.

Розв'язок:

П'ята встановлюється в упорний підшипник. За діаметром п'яти приймаємо підшипник 8116, який має параметри: d×D×H=80×105×19 мм; C=39,7 кН.

Еквівалентне динамічне навантаження для упорного підшипника:

$$P_{екв} = K_\sigma K_T F_a;$$

K_T при $t^0 = 125^0$С дорівнює 1,05 [6, С.13].

K_σ = 1,0…1,2 [6, С.86].

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$P_{екв} = 1{,}0 * 1{,}05 * 1296 = 1360{,}8H$$

Визначаємо потрібну динамічну вантажопідйомність підшипника:

$$C_{пт} = P_{екв}\sqrt[p]{L} = 1360{,}8\sqrt[3]{20000} = 36937{,}55H,$$ що менше паспортного – 397000 Н.

Оскільки $C_{пт} < C$, то попередньо підібраний підшипник підходить.

Задача №4

Дослідити як вплине на динамічну вантажопідйомність підшипника 36216 збільшення його довговічності в 3 рази.

Довговічність визначається:

$$L = \left(\frac{C}{P_{екв}}\right)^p$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Динамічна вантажопідйомність, відповідно:

$$C = P_{екв}\sqrt[p]{L}$$

Підшипник 36216 - кульковий радіально-упорний, для якого p = 3,0.

При збільшенні довговічності в 3 рази $\sqrt[p]{L}$ зросте і буде становити $\sqrt[p]{3L}$. Зростання буде $\sqrt[3]{3}$ рази.

Задача №5

Для опор валу попередньо вибрано підшипники 7208 з С=46,5 кН. На підшипник діють: радіальне навантаження F_r =6,7 кН і осьове F_a = 2,5 кН. Довговічність становить 20000 годин; частота обертання валу 750 хв$^{-1}$. Перевірити чи вірно підібрано підшипник.

Розв'язок:

Визначимо еквівалентне навантаження:

$$P_{екв} = \left(XVF_r + YF_a\right)K_\sigma K_T$$

Для вибраного радіально-упорного конічного підшипника - $\alpha = 14^0$; p = 3,33; K_σ = 1,0 – для заданого спокійного режиму

Національний університет водного господарства та природокористування

роботи; K_T=1; V = 1 – приймаємо, що рухомим є внутрішнє кільце підшипника.

Перевіримо умову: $\frac{F_a}{VF_r} > e$ чи $\frac{F_a}{VF_r} \le e$, де $e = 1{,}5 tg\alpha = 0{,}37$.

$$\frac{F_a}{VF_r} = \frac{2{,}5}{1*6{,}7} = 0{,}37$$

Відповідно [6, С. 84] X = 1, а У = 0.

$$P_{екв} = (1{,}0*6{,}7 + 0*2{,}5)*1{,}0*1{,}0 = 6{,}7кН$$

Тоді динамічна вантажопідйомність дорівнює:

$$C_{пт} = P_{екв}\sqrt[p]{L} = 6{,}7\sqrt[3{,}33]{L}$$

Якщо довговічність задана в годинах, то її перераховують в млн. об. Довговічність в млн. об. дорівнює:

$$L = \frac{L_h*60*n}{10^6} = \frac{20000*60*750}{10^6} = 900млн.об$$

$$C_{пт} = P_{екв}\sqrt[p]{L} = 6{,}7\sqrt[3{,}33]{900} = 51{,}67кН$$

$$C_{пт} > C = 46{,}5кН$$

Висновок: підшипник підібрано невірно.

Практична робота № 6

РОЗРАХУНОК МЕХАНІЧНОГО ПРИВОДА

Мета роботи:

1. Ознайомитись з найбільш поширеними залежностями при проектуванні механічних приводів.
2. Розглянути задачі на розрахунок силових і кінематичних параметрів привода.
3. Розв’язати задачі самостійно.

1. При розрахунку механічних передач найбільш поширені наступні залежності:

Національний університет водного господарства та природокористування

Передаточне число можна визначити по наступним залежностям:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \; i = \frac{n_1}{n_2},$$

де ω_1, ω_2 – кутова швидкість ведучого та веденого валів відповідно; n_1, n_2– частота обертання ведучого та веденого валів відповідно, $хв^{-1}$.

Передаточним числом кінематичної пари називається також відношення діаметра (радіуса) веденого колеса (зірочки, диска) до діаметра (радіуса) ведучого елемента; для зубчастої та ланцюгової передач – відношення числа зубців Z_2 на веденій шестерні або зірочці до числа зубців Z_1 на ведучій; для черв'ячної передачі – число зубців Z_2 черв'ячного колеса до числа заходів Z_1 черв'яка.

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Передаточне число пасової передачі визначається:

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)},$$

де ε=0,002…0,3 – коефіцієнт ковзання.

ККД можна визначити як відношення потужності P_2 на веденому валі та потужності N_1 на ведучому валі:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

Крутний момент визначається:

$$T = 9550\frac{P}{n}$$ (тут потужність підставляється у КВт)

або

$$T = \frac{P}{\omega}$$ (тут потужність підставляється у Вт)

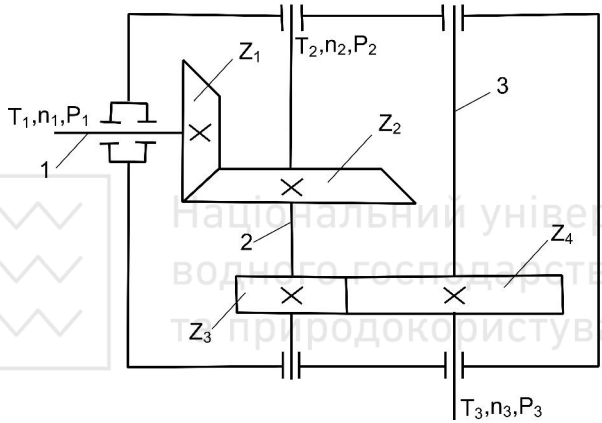
Національний університет
водного господарства
та природокористування

Задача №1

Визначити крутний момент на проміжному валі конічно-циліндричного редуктора та передаточне число редуктора, якщо відомо: потужність на тихохідному валі становить 2,1 кВт; частота обертання цього валу 121,3 хв$^{-1}$. Число зубців конічної шестерні -20; колеса – 50. Передаточне число циліндричної передачі – 3,15.

Розв'язок:

1. Складемо кінематичну схему редуктора:



2. Крутний момент можна визначити за формулою:

$$T = 9550\frac{P}{n},$$

де P – потужність на валу, кВТ; n – частота обертання цього валу, хв$^{-1}$.

За умовою задачі, необхідно визначити крутний момент на проміжному валу, який на схемі позначений під №2, тому формула набуде вигляду:

$$T_2 = 9550\frac{P_2}{n_2},$$

3. За умовою задачі P_3 становить 2,1 кВт. Використаємо залежність:

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$P_i = P_{i-1} \cdot \eta,$$

де η – К.К.Д. передачі, що встановлено на (*i-1*) та *i* – му валах.

Для нашого випадку:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{ц.п.},$$

де $\eta_{ц.п.}$- К.К.Д. циліндричної передачі.

Відомо, що $\eta_{ц.п.} = 0{,}96...0{,}98$, приймемо $\eta_{ц.п.} = 0{,}97$

Маємо:

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{ц.п.}} = \frac{2{,}1}{0{,}97} = 2{,}16 кВт$$

4. Визначимо частоту n_2 обертання проміжного валу:

$$n_2 = n_3 \cdot i_{ц.п.},$$

де $\eta_{ц.п} = 3{,}15$; $n_3 = 121{,}3$ хв$^{-1}$.

$$n_2 = 121{,}3 \cdot 3{,}15 = 382{,}095 хв^{-1}$$

5. Момент визначиться:

$$T_2 = 9550 \frac{2{,}16}{382{,}095} = 53{,}9 Нм$$

6. Передаточне число редуктора дорівнює:

$$i_p = i_{к.п.} \cdot i_{ц.п.},$$

де $i_{к.п.}$- передаточне число конічної передачі.

$$i_{к.п.} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{50}{20} = 2.5$$

$$i_p = 2.5 \cdot 3.15 = 7.875 \approx 7.9$$

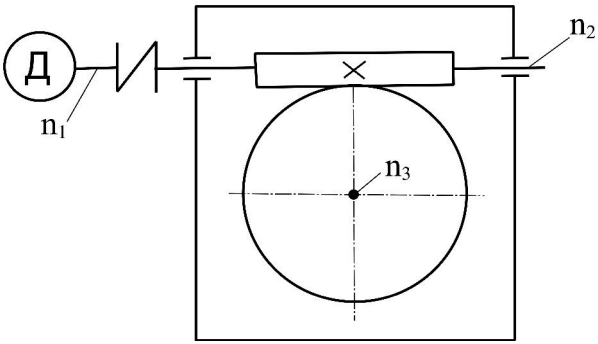
Задача №2

Потужність електродвигуна, встановленого в приводі транспортера становить 3,15 кВт. Рух на приводний барабан передається через пружну втулково-пальцеву муфту та черв'ячний редуктор. Кутова швидкість валу барабана 3,8 с$^{-1}$. Визначити частоту обертання валу черв’яка та потужності на валах привода. Черв’як однозахідний, число зубців колеса = 80.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Розв'язок:

1. Складемо кінематичну схему привода:



2. Вал барабана за умовою задачі обертається з кутовою швидкістю 3,8 $с^{-1}$. Барабан кріпиться на тому ж валу, що й черв'ячне колесо, тому його швидкість обертання така ж сама (3,8 $с^{-1}$).

Частоту обертання визначимо за залежністю:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \text{ з якої } n = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 3{,}8}{3{,}14} = 36{,}3 хв^{-1}$$

3. Визначимо частоту обертання валу черв'яка:

$$n_2 = n_3 \cdot i_{ч.п.},$$

де $i_{ч.п.}$- передаточне число черв'ячної передачі

$$i_{ч.п.} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{80}{1} = 80$$

$$n_2 = 36{,}3 \cdot 80 = 2904 хв^{-1}$$

4. Визначимо потужності на валах

Відомо, що P_3= 3,15 кВт, тоді

$$P_2 = P_3 / \eta_{ч.п.},$$

де $\eta_{ч.п.}$ - К.К.Д. черв'ячної передачі.

При однозахідному черв'яку приймаємо $\eta_{ч.п.} = 0{,}75$, тоді

$$P_2 = 3{,}15 / 0{,}75 = 4{,}2 кВт$$

Вали 2 і 1 зв'язані муфтою для якої $\eta_м$ = 0,99

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Потужність на валі двигуна:

$$P_1 = P_2 / \eta_м = 4{,}2 / 0{,}99 = 4{,}24 кВт$$

Розв'язати задачі самостійно:

1. Визначити частоту обертання тихохідного вала конічного редуктора. Привод складається з двигуна, муфти, пасової передачі, конічного редуктора. Двигун має потужність 3,25 кВт, частота обертання валу двигуна 955 хв$^{-1}$. Число зубців конічної шестерні 25; колеса 74. Діаметр ведучого шківа 200 мм; веденого 600 мм.

2. Визначити крутні моменти на валах привода, якщо $\eta_{к.п.}$=0,95; $\eta_{ц.п.}$=0,97; $\eta_{л.п.}$=0,93; $i_{к.п.}$= 2,5; $i_{ц.п.}$= 3,15; $i_{л.п.}$= 2,0. Структура двигуна наступна: *Д-2КЦР-ЛП*. Кутова швидкість на вихідному валі привода 3,5 с$^{-1}$; потужність на валу 3,24 кВт.

Практична робота № 7

РОЗМІРНІ ЛАНЦЮГИ

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Мета роботи:

1. Ознайомитися з характеристикою розмірних ланцюгів.
2. Розглянути основні відомості про розмірні ланцюги.
3. Розглянути приклади розрахунків.

1. *Розмірним ланцюгом* називається сукупність розмірів, розміщених по замкненому контуру, визначаючих взаємне розміщення поверхонь або осей поверхонь одної деталі або декількох деталей збірного з'єднання (рис. 1 а).

Конструкторський розмірний ланцюг визначає відстань або відносний поворот між поверхнями або осями поверхонь деталей у виробі (рис. 1 б…г) при розробці технологічних процесів збирання конструкторські розмірні ланцюги часто називаються збірними.

Технологічний розмірний ланцюг визначає відстань між поверхнями виробу при виконані операції обробки або збирання, при настройці верстату або розрахунку міжопераційних розмірів і допусків (рис. 1 д).

Розміри, які входять у розмірний ланцюг, називаються *ланками*. Ланка розмірного ланцюга, є вихідною при постановці завдання або отримується останньою в результаті її рішення,

називається *замикаючою* або *вихідною ланкою*. Інші ланки ланцюга називаються *складовими*.

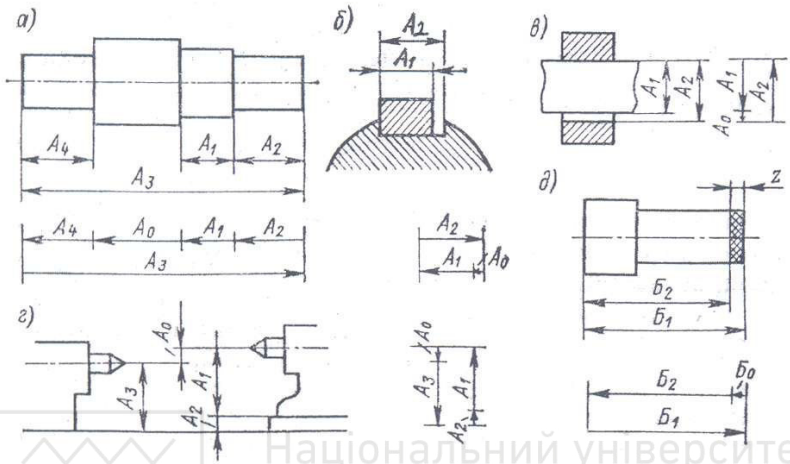


Рис. 1. Схеми розмірних ланцюгів

Вихідна ланка розмірного ланцюга визначає точність розмірів складових ланок. Відносно вихідного розміру визначаються допуски і граничні відхилення розмірів складаючи ланки. Так, при визначені розмірів паза A_2 і шпонки A_1 (рис. 1 б), і діаметр вала A_1 та отвору A_2 (рис. 1 в) виходять з необхідності забезпечення величини конструктивно необхідних зазорів A_0, які є в даних випадках вихідними (замикаючими) ланками. Довжина вихідної заготовки валика $Б_1$ (рис.1 д) визначається виходячи із завдання забезпечення необхідного розміру допуску $Z=Б_0$ який при цьому є вихідною ланкою.

У процесі обробки заготовки або в процесі збирання збірного з'єднання вихідна ланка стає замикаючою, оскільки як в цьому випадку воно остаточно формується в останню чергу, замикаючи розмірний ланцюг. На робочих кресленнях деталей розмір замикаючої (вихідної) ланки зазвичай не вказується.

Складова ланка розмірного ланцюга, із збільшенням якого замикаюча ланка збільшується, називається збільшувальним і позначається $\vec{A}_i$, а ланка, із збільшенням якої замикаюча ланка

Національний університет
водного господарства
та природокористування

зменшується, називається зменшувальною і позначається $\overleftarrow{A}_i$. На схемах лінійних та плоских розмірних ланцюгів збільшувальні ланки позначаються односторонніми стрілками, направленими вправо, а зменшувальні ланки і замикаюча ланка - стрілками, направленими вліво.

В загальному випадку метою розрахунку розмірних ланцюгів являється вирішення одної з двох вищевикладених завдань:

1. Пряма задача (проектна). За заданими параметрами замикаючої ланки визначаються параметри складових ланок. Практично при цьому по відомим граничним відхиленням та допуску замикаючої ланки, який називається в цьому випадку вихідним, розраховуються допуски розмірів складових ланок.

2. Зворотна задача (проектна). За відомими параметрами складових ланок визначаються параметри замикаючої ланки. Практично при цьому по відомим номінальним розмірам та їх граничними відхиленнями, допусками та характеристиками розсіювання розмірів складових ланок розраховується: номінальний розмір замикаючої ланки, його допуск або поле розсіювання та граничні відхилення.

Терміни та умовні позначення основних параметрів розмірних ланцюгів з паралельними ланками приведені в табл. 1.

Для розрахунку розмірних ланцюгів з паралельними ланками на повну взаємозамінність застосовують такі формули.

Номінальний розмір замикаючого ланки

$$A_\Delta = \sum^{m-1} A_p \quad (1)$$

Або

$$A_\Delta = \sum^{n} A_j - \sum^{p} A_p \quad (2)$$

де m – 1 - загальне число складових ланок; n - число збільшуючих ланок; p – число зменшуючих ланок.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Таблиця 1

Термін	Позначення для ланцюга А
Розмірний ланцюг - великою буквою російського алфавіту без індексів: А, Б, ... або рядкової буквою грецького алфавіту (крім літер $\alpha, \beta, \gamma, \varepsilon, \omega$) без індексів	A
Ланка розмірного ланцюга і їх номінальні розміри - буквою, прийнятої для розмірного ланцюга з індексом порядкового номера ланки: *Aj, Бj,* ... (*j*= 1; 2 і т. д.)	A_j
Замикаюча (вихідна) ланка - буквою розмірного ланцюга з індексом Δ: A_Δ, $Б_\Delta$...	A_Δ
Складові ланки:	
збільшуючі зі стрілкою або зі знаком плюс	$\vec{A}; +A$
зменшуючі зі стрілкою або зі знаком мінус	$\overleftarrow{A}; -A$
Граничні розміри ланки:	
Найбільший з індексом max	$A_{\Delta\,max}; A_{j\,max}$
найменший з індексом min	$A_{\Delta\,min}; A_{j\,min}$
Верхнє відхилення ланки $\Delta_в$ або E_s	$E_s(A_j)$
Нижнє відхилення ланки $\Delta_н$ або E_i	$E_i(A_j)$
Допуск і поле допуску ланки δ або T	TA_j
Координати середини поля допуску Δ_0 або E_c	$E_c(A_j)$

Граничні розміри замикаючої ланки

$$A_{\Delta\,max} = \sum^{n} A_{j\,max} - \sum^{p} A_{j\,min} \quad (3)$$

$$A_{\Delta\,min} = \sum^{n} A_{j\,min} - \sum^{p} A_{j\,max} \quad (4)$$

де $A_{j\,max}$ и $A_{j\,min}$ - граничні розміри складових ланок.

Граничні відхилення замикаючої ланки

$$E_s(A_\Delta) = \sum^{n} E_s(A_j) - \sum^{p} E_i(A_j) \quad (5)$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$E_i(A_\Delta) = \sum^{n} E_i(A_j) - \sum^{p} E_e(A_j) \quad (6)$$

Допуск замикаючої ланки

$$TA_\Delta = \sum^{m-1} TA_j \quad (7)$$

Допуск ланки, за рахунок якого задовольняється рівність допусків ланок розмірного ланцюга (цю ланка умовно назвемо ув'язочна)

$$TA_y = TA_\Delta - \sum^{m-2} TA_j \quad (8)$$

Середній допуск складових ланок

$$TM = \frac{TA_\Delta}{m-1} \quad (9)$$

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Число одиниць допуску, за яким підбирають квалітет для допусків складових ланок,

$$a = TA_\Delta / \sum^{m-1} i_j \quad (10)$$

а - округляємо по табл. П15 [4]; і - одиниця допуску, приймають по табл. П16 [4].

Граничні відхилення ланок, виражені через координати середини полів допусків E_c (рис. 2):

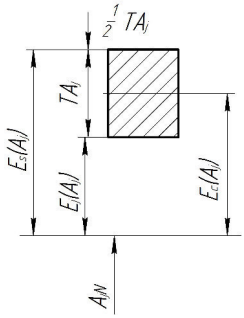


Рис. 2. Граничні відхилення ланцюгів, виражені через координати середини полів допусків

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$E_s(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + 0.5TA_\Delta; \qquad E_s(A_j) = E_c(A_j) + 0.5TA_j \quad (11)$$

$$E_i(A_\Delta) = E_c(A_\Delta) + 0.5TA_\Delta; \qquad E_i(A_j) = E_c(A_j) + 0.5TA_j \quad (12)$$

Середнє відхилення замикаючої або вихідної ланки

$$E_c(A_\Delta) = \sum^{n} E_c(A_j) - \sum^{p} E_c(A_j) \quad (13)$$

Основні формули ймовірності методу розрахунку розмірних ланцюгів наступні:

Допуск останньої (вихідної) ланки

$$TA_\Delta = \sqrt{\sum^{m-1} TA_j^2} \quad (14)$$

середній допуск

$$TM = \frac{TA_\Delta}{\sqrt{m-1}} \quad (15)$$

число одиниць допуску

$$a = TA_\Delta / \sqrt{\sum^{m-1} i_j^2} \quad (16)$$

Формули (14) ... (16) справедливі за умов: розподілення випадкових величин дійсних відхилень підпорядковується закону нормального розподілу; середній арифметичний розмір ланок (відхилень) збігається з серединою поля допуску і за межі поля розподілу випадкової величини виходить не більше ніж на 0,27 % дійсних розмірів ланок.

Приклади розрахунку

1. Дано розміри і допуски вузла проміжного вала передавального механізму (рис. 3, а). Визначити номінальне значення, допуск і граничні відхилення, а також граничні розміри замикаючої ланки. Розрахунок вести на повну взаємозамінність.

Національний університет водного господарства та природокористування

Розв'язок. Ланки $A_1 = 55h8, A_2 = A_5 = 2{,}2h8$ є зменшуючими; ланки $A_3 = 20H9$ и $A_4 = 40H9$ - збільшуючими (на ланки A_3 і A_4 призначені допуски з більш грубого квалітета з урахуванням підвищеної складності обробки корпусних деталей). Допуски ланок виписуємо з табл. П 18 [4], мкм: $TA_1 = 46$; $TA_2 = TA_5 = 14$; $TA_3 = 53$; $TA_4 62$. Бокові відхилення ланок, мкм: $E_s(A_1) = 0$; $E_i(A_1) = -46$; $E_s(A_2) = E_s(A_5) = 0$, $E_i(A_2) = E_i(A_5) = -14$; $E_i(A_3) = 0$; $E_s(A_3) = 52$; $E_i(A_4) = 62$. Креслимо ланцюг (рис. 3, б).

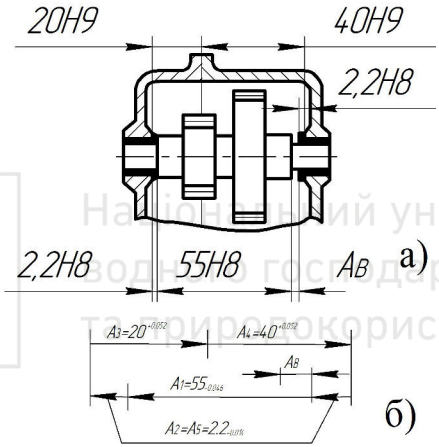


Рис. 3

Обраховуєм по формулі (2) номінальне значення замикаючої ланки $A_\Delta = A_3 + A_4 - (A_1 + A_2 + A_5) = 20 + 40 - (2{,}2 + 55 + 2{,}2) = 0{,}6$ мм; допуск замикаючої ланки за формулою (7) $TA_\Delta = TA_1 + TA_2 + TA_3 + TA_4 + TA_5 = 46 + 14 + 52 + 62 + 14 = 188$ мкм; граничні відхилення замикаючої ланки визначаємо за формулами (5), (6): $E_s(A_\Delta) = E_s(A_3) + E_s(A_4) - (E_i(A_1) + E_i(A_2) + E_i(A_5)) = 52 + 62 - (-46 - 14 - 14) = 188$ мкм; $E_i(A_\Delta) = E_i(A_3) + E_i(A_4) - (E_s(A_1) + E_s(A_2) + E_s(A_5)) = 0$.

Граничні розміри замикаючої ланки, в разі необхідності зручно визначати за формулами:

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$A_{\Delta\,max} = A_\Delta + E_s(A_\Delta) = 0{,}6 + 0{,}168 = 0{,}768$мм;
$A_{\Delta\,min} = A_\Delta + E_i(A_\Delta) = 0{,}6$ мм.

2. Задані номінальні розміри і вихідний розмір A_Δ= 0,6 ± 0,5 мм (відхилення намічені виходячи з умови роботи механізму) проміжного валика передавального механізма (рис. 4, а). Визначити допуски і граничні відхилення розмірів.

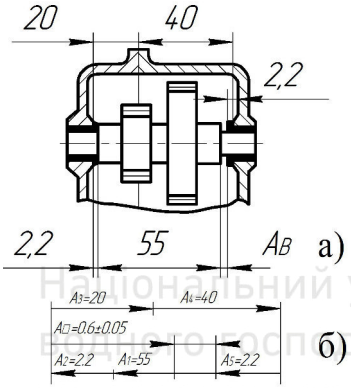


Рис. 4

Р і ш е н н я . Так як розмірий ланцюг складається з порівняно невеликої кількості ланок, що мають різну величину, то розрахунок зробимо на максимум-мінімум способом допусків одного квалітету. Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 4, б) з якої видно, що ланки A_3 и A_4 є збільшуючими, а ланки A_1, A_2 і A_5 - зменшуючими.
Знаходимо допуски складових ланок. Допуск вихідної ланки $TA_\Delta = E_s(A_\Delta) - E_i(A_\Delta) = 0{,}05 - (-0{,}05) = 0{,}10$мм $= 100$мкм (відповідає *1T12).* З табл. П16 [4] виписуємо числові значення одиниць допусків складових ланок: A_1 = 55. i_1= 1,86: A_2=A_5=2,2, $i_2 = i_5$ =0.55; i_3 = 1.31; $A_4 = 40$, $i_4 = 1{,}56$.
Число одиниць допуску a знаходимо за формулою (10):

$$a = \frac{100}{1{,}86 + 0{,}55 + 1{,}31 + 1{,}56 + 0{,}55} = 17{,}2 \approx IT7 = 16.$$

На складові ланки призначаємо допуски по IT7: $TA_1 = 30$; $TA_2 = TA_5 = 10$; $TA_3 = 21$; $TA_4 = 25$ мкм.

Національний університет водного господарства та природокористування

При цих допусках не забезпечується рівність суми допусків складових ланок допуску вихідної ланки [див. формулу (7)]:

$$\sum^{m-1} TA_j = 96 < TA_\Delta = 100$$

Тому зробимо одну ланку, наприклад A_2 ув'язочну, допуск для неї обчислимо за формулою (8): $TA_2 = 100 - (30 + 21 + 25 + 10) = 14$, що відповідає IT8.

П р и м і т к а . У розглянутому прикладі допуск вихідної ланки, обчислений за сумою допусків складових ланок, виявився незначно менше заданого допуску. В подібних випадках можна обмежитися наближеним додержанням рівності, вираженою формулою (7).

Знаходимо граничні відхилення складових ланок. Намічаємо поля допусків *h 7* на розміри A_1 і A_5, *h8* на розмір A_2, $J_k 7$ – на розміри корпуса A_3 і A_4. Тоді складові розміри з граничними відхиленнями будуть наступними: $A_1 = 55_{-0,030}$; $A_2 = 2{,}2_{-0,014}$; $A_3 = 20 \pm 0{,}0105$; $A_4 = 40 \pm 0{,}0125$; $A_5 = 2{,}2_{-0,010}$.

Граничні відхилення останнього розміру обчислюємо за формулами (5) і (6): $E_s(A_\Delta) = 0{,}0105 + 0{,}0125 - (-0{,}030 - 0{,}010 - 0{,}014) = 0{,}077$мм; $E_i(A_\Delta) = -0.0105 - 0{,}0125 - 0 = -0{,}023$ мм.

Так як $E_s(A_\Delta) - E_i(A_\Delta) = T(A_\Delta)$ (0,077-(-0,023)=0,100), розрахунок зроблений правильно. Однак поле допуску вихідної ланки розташовується несиметрично, як було задано в умові завдання. При необхідності дотримання поставленої умови доведеться призначити на всі складові розміри поля допусків J_s.

Недоліком виконаного розрахунку може виявитися доволі висока точність складових ланок. Допуски цих ланок можуть бути збільшені за рахунок збільшення допуску вихідної ланки (це не завжди можливо чи бажано) або шляхом обчислення допусків ймовірнісним методом.

3. Визначити допуск замикаючої ланки для розмірного ланцюга (рис. 3, а) ймовірнісним методом

Національний університет водного господарства та природокористування

Р і ш е н н я . Визначення допусків і граничних відхилень складових ланок, а також номінального значення вихідної ланки A_Δ викладено в рішенні прикладу 1. Схема розмірного ланцюга показана на рис. 3, б.

Допуск останнього у ланки знаходимо за формулою (14):

$$TA_\Delta = \sqrt{TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2} =$$

$$\sqrt{46^2 + 14^2 + 52^2 + 62^2 + 14^2} = 97\text{мкм} \approx 100\text{мкм}$$

що відповідає IT12.

Для визначення середніх відхилень складових ланок створюємо формулу за допомогою рис 2: $E_c(A_y) = 0{,}5\left(E_s(A_j) + E_i(A_j)\right)$. Звідси $E_c(A_1) = -23$; $E_c(A_2) = E_c(A_5) = -7$; $E_c(A_3) = 26$; $E_c(A_4) = 31$ мкм.

Середнє відхилення замикаючої ланки обчислюємо за формулою (13):

$$E_c(A_\Delta) = E_c(A_3) + E_c(A_4) - (E_c(A_1) + E_c(A_2) + E_c(A_5)) = 26 + 31 - (-23 - 7 - 7) = 94\text{мкм}$$

Граничні відхилення вихідної ланки знаходимо за формулами (11) і (12): $E_s(A_\Delta) = 94 + 0{,}5 \cdot 100 = 144$; $E_i(A_\Delta) = 94 - 0{,}5 \cdot 100 = 44$ мкм. Тоді $(A_\Delta) = 0{,}6^{+0{,}144}_{+0{,}044}$

Застосування ймовірнісного методу для розмірного ланцюга дозволило підвищити точність замикаючої ланки за рахунок зменшення допуску майже в 2 рази.

4. Визначити допуски і граничні відхилення розмірів вузла (рис. 4, а) ймовірнісним методом. Початковий розмір: $A_\Delta = 0{,}6$; $TA_\Delta = 100$ мкм.

Р і ш е н н я . Складаємо схему розмірного ланцюга (рис. 4, б). З неї встановлюємо, що ланки A_3 і A_4 є збільшуючими, а A_1, A_2 і A_5 - зменшуючими. Розрахунок проводимо способом допусків одного квалітета.

Знайдемо допуски складових ланок. З табл. П16 [4] виписуємо числові значення одиниць допуску складових ланок (див. приклад 2); обчислюємо число одиниць допуску *a* для даного розмірного ланцюга по формулі (16):

Національний університет
водного господарства
та природокористування

$$a = \frac{100}{\sqrt{1{,}86^2 + 0{,}55^2 + 1{,}31^2 + 1{,}56^2 + 0{,}55^2}} = 35{,}2$$

значення a знаходиться між восьмим і дев'ятим квалітетами: $a = 25$ для *1 Т*8; $a = 40$ для *1 Т 9*. Допуски на всі ланки призначимо попередньо по найближчому більшому значенню a: $TA_1 = 74$; $TA_2 = TA_5 = 25$; $TA_3 = 52$; $TA_5 = 62$ мкм.

При ймовірнісному методі розрахунку зв'язок між допуском вихідної ланки і допусками складових ланок виражають формулою (14). За цією формулою коригують допуски складових ланок, якщо вони призначені за квалітетом, у якого a не дорівнює розрахунковому. Для цього представимо формулу (14) в наступному вигляді: $TA_\Delta^2 = TA_1^2 + TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2$. Ланку A_1 приймемо ув'язочною, тоді його допуск

$$TA_1 = \sqrt{TA_\Delta^2 - (TA_2^2 + TA_3^2 + TA_4^2 + TA_5^2)} =$$

$$\sqrt{100^2 - (25^2 + 52^2 + 62^2 + 25^2} \approx 48 \text{ мкм}$$

що приблизно рівно IT8=46мкм.

Знайдемо середні і граничні відхилення вихідної ланки. Для збільшуючих ланок намічаємо поля допусків H9 ($E_s = +TD, EI = 0$); для зменшуючих A_2 і A_5 $h9$, для A_1 $h8$ (es=0, ei=-Td). Середні відхилення складових ланок визначимо по формулі (11) або (12):

$E_c(A_1) = 0{,}5(0 - 46) = -23$;

$E_c(A_2) = E_c(A_5) = 0{,}5(0 - 25) = -12{,}5$;

$E_c(A_3) = 0{,}5(52 + 0) = 26$; $E_c(A_4) = 0{,}5(62 + 0) = 31$ мкм.

Середнє відхилення вихідної ланки обчислимо за формулою (13) $E_c(A_\Delta) = 26 + 31 - (-23 - 12{,}5 - 12{,}5) = 105$ мкм. Критичні відхилення вихідного ланки знайдемо за формулами (11) і (12): $E_s(A_\Delta) = 105 + 0{,}5 \cdot 100 = 155$мкм. Отримаємо $A_\Delta = 0{,}6^{+0{,}105}_{+0{,}055}$.

Застосування ймовірнісного методу розрахунку при однаковому допуску вихідної ланки дозволило застосувати допуски дев'ятого квалітету на обробку складових ланок восьмого сьомого (див. приклад 2).

Для вихідної ланки, за умовою задачі, вимагалося призначити симетричне поле допуску, наприклад A_Δ = 0,6±0,005

Національний університет водного господарства та природокористування

Щоб витримати цю умову, доведеться на складові ланки призначити поля допусків $J_s 9$ – для збільшуючих $j_s 9$ - для зменшуючих і $j_s 8$ - для залежної ланки A_1.

5 Для токарної обробки вала (рис. 5 , а) встановлено розмір $\varnothing 85_{-0,12}$. Для остаточної обробки вала шліфуванням заданий розмір $\varnothing 80_{-0,074}$. Визначити глибину фрезерування поперечного паза, якщо паз фрезерують до шліфування, а його остаточна глибина рівна $8^{+0,15}$.

Рішення. Складаємо розмірний ланцюг, керуючись наступними міркуваннями: вал повністю обробляється в центрах; відхилення форми можна не враховувати; так як паз фрезерується після шліфування, то заданий розмір глибини паза виходить останнім, цей розмір фактично є останньою ланкою складової розмірного ланцюга; в задачі замінюється вимірювальна база (в остаточно обробленого вала глибину паза вимірюють від точки *b* (рис. 5); а в задачі такою базою є точка *a*) . В розмірний ланцюг необхідно ввести додаткову ланку A_3, що є величиною, яку шукаємо.

Національний університет водного господарства та природокористування

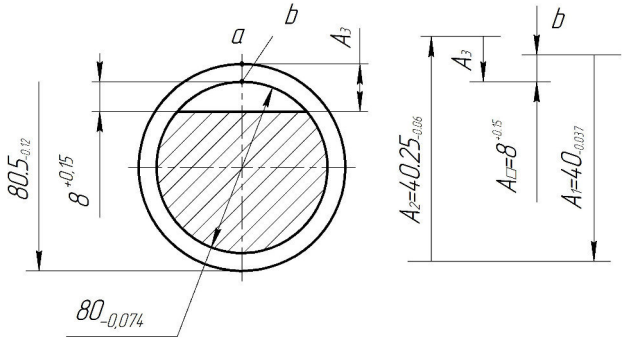


Рис. 5

Розмірний ланцюг (рис. 5, б) почнемо будувати з точки *b* . Складові ланки відкладаємо в напрямку стрілок. Збільшуючими ланками є ланки $A_1 = \frac{80_{-0,074}}{2} = 40_{-0,037}$ і A_3; зменшуючою ланкою $A_2 = \frac{80,5_{-0,12}}{2} = 40,25_{-0,06}$; вихідною ланкою $A_\Delta = 8^{+0,15}$.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Номінальний розмір ланки A_3 знаходимо з формули (1):
$A_3 = A_\Delta - A_1 + A_2 = 8 - 40 + 40{,}25 = 8{,}25$ мм.

Граничні розміри $A_{3\,max}$ і $A_{3\,min}$ визначаємо, перетворюючи формули (3) і (4):
$A_{3\,max} = A_{\Delta\,max} - A_{1\,max} + A_{2\,min} = 8{,}15 - 40 + 40{,}19 = 8{,}34$мм;
$A_{3\,min} = A_{\Delta\,min} - A_{1\,min} + A_{2\,max} = 8 - 39{,}963 + 40{,}25 = 8{,}287$мм.

Граничні відхилення розміру A_3 зручно обчислити за формулами: $E_s(A_3) = A_{3\,max} - A_3 = 8{,}43 - 8{,}25 = 0{,}09$;
$E_i(A_3) = A_{3\,min} - A_3 = 8{,}287 - 8{,}25 = 0{,}037$.

Допуск ланки A_3:
$TA_3 = E_s(A_3) - E_i(A_3) = A_{3\,max} - A_{3\,min} = 0{,}053$мм. Отримуємо $A_3 = 8{,}25^{+0.090}_{+0.037}$.

Необхідно обчислити $E_s(A_3)$, $E_i(A_3)$, TA_3 за формулами (5) ... (7).

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Рекомендовані літературні джерела

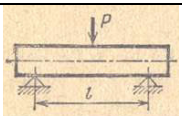
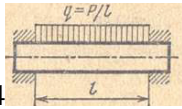
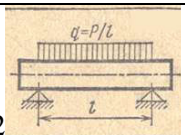
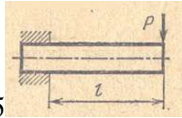
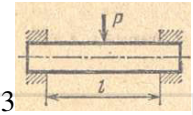
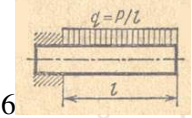
1. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие в 3-х книгах. Кн. 1. Изд. 2-е, перераб. и доп. М., «Машиностроение», 1977. 622 с.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов.- М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.: ил.
3. Иванов М.Е. Выбор подшипников качения по статической и динамической грузоподъемности/ М.Е. Иванов, В.С Павленко: Учеб. пособие для вузов.- Киев. Вища школа, Головное изд-во, 1980. – 80 с.
4. Сборник примеров и задач по курсу «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения»: Учебное пособие для учащихся техникумов. – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с. ил.
5.Новиков М.П. Основы технологии сборки машин и механизмов – 5-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1980.-592 с., ил.
6.Розрахунок і конструювання валів редукторів, навчально-методичний посібник / В.А. Кралін к.т.н., доцент, Д.М. Коновалюк к.т.н., доцент. – Луцьк: ЛІІ, 1991. – 96 с., іл.
7. Рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Расчет на прочность валов и осей. Р50-83-88. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 72с.
8. Расчет и проектирование деталей машин. Под ред. Г.В.Столбина и К.П.Жукова. – М.: Высшая школа, 1978. – 247с.
9. Анурьев В.Н. Справ очник конструктора- машиностроителя: 3 тома. – М.: Машиностроение, 1980, т.1, т. 2, т.3.
10. Подшипники качения: справочник-каталог. /Под ред. В.Н.Нарышкина, Р.В.Коросташевского. – М.: Машиностроение, 1894. – 280с.

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Додатки

Додаток Д1

Жорсткість при різних схемах згину

Схема навантаження	$\lambda_{зг}$	а	Схема навантаження	$\lambda_{зг}$	а
1 	1	48	4 	8	384
2 	1,5	77	5 	0,063	3
3 	4	192	6 	0,166	8

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Додаток Д2

Механічні характеристики деяких марок сталей, які використовуються для виробництва валів

Марка сталі	Діаметр заготовки, мм, не менше	Твердість НВ, не нижче	σ_{TOP}	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Термообробка
			МПа					
Сталь 45	Будь-який	200	560	280	150	250	150	П
	120	240	800	550	300	350	210	П
	80	270	900	650	390	380	230	П
Сталь 40Х	Будь-який	200	730	500	280	320	200	П
	200	240	800	650	390	360	210	П
	120	270	900	750	450	410	240	П
Сталь 40ХН	Будь-який	240	820	650	390	360	210	П
	200	270	920	750	450	420	250	П
Сталь 20Х	120	240	850	630	240	420	240	Ц, Г, НВ
Сталь 12ХН3А	120	260	950	700	490	420	210	Ц, Г, НВ

Національний університет водного господарства та природокористування

Примітка: прийняті слідуючі позначення: П – поліпшення; Ц – цементація; Г – гартування; НВ – низький відпуск.

Додаток Д3

Рекомендовані ряди / основний із R_a40 та додатковий із R_a80 / нормальних лінійних розмірів, мм за ГОСТ 6636-69/СТ РЕВ 514-87/

Основний розмір	Додатко-вий розмір	Основний розмір	Додатко-вий розмір	Основний розмір	Додатко-вий розмір
1	2	3	4	5	6
1,0	-	4,8	-	16	16,5
1,2	1,25	-	4,9	17	17,5
1,3	1,35	5,0	5,2	18	18,5
1,4	1,45	5,3	5,5	19	-
1,5	1,55	5,6	5,8	-	19,5
1,6	1,65	6,0	6,2	20	-
1,7	1,75	6,3	6,5	21	21,5
1,8	1,85	6,7	-	22	22,5
1,9	-	-	7,0	24	-
2,0	1,95	7,1	-	25	-
2,1	2,05	-	7,3	26	27
2,2	2,15	7,5	-	28	29
2,4	2,3	-	7,8	30	31
2,5	-	8,0	8,2	32	33
2,6	2,7	8,5	8,8	34	35
2,8	2,9	9,0	9,2	36	37
3,0	-	9,5	9,8	38	39
-	3,1	10	10,2	40	41
3,2	-	10,5	10,8	42	44
3,4	3,3	11	11,2	45	46
3,6	3,5	11,5	-	48	49
3,8	3,7	-	11,8	50	52
-	3,9	12	12,5	53	55
4,0	4,1	13	13,5	56	58
4,2	4,4	14	14,5	60	62
4,5	4,6	15	15,5	63	65

Національний університет
водного господарства
та природокористування

Додаток Д4

Шпонки призматичні за ГОСТ 23360-78

d – діаметр вала, мм; *b і h* – ширина і висота шпонки, мм; *S* – радіус заокруглення або фаска, мм; глубина пазу вала t_1 і маточини t_2; ℓ - довжина шпонки, мм.

d	b	h	S	t_1	t_2	ℓ
12до17	5	5	0,25…0,4	3	2,3	10…56
17до22	6	6		3,5	2,8	14…70
22до30	8	7		4	3,3	18…90
30до38	10	8	0,4…0,6	5	3,3	22…110
38до44	12	8		5	3,3	28…140
44до50	14	9		5,5	3,8	36…160
50до58	16	10		6	4,3	45…180
58до65	18	11		7	4,4	50…200
65до75	20	12	0,6…0,8	7,5	4,9	56…220
75до85	22	14		9	5,4	63…250
85до95	25	14		9	5,4	70…280
95до110	28	16		10	6,4	80…300
110до130	32	18		11	7,4	80…300

Національний університет
водного господарства
та природокористування