

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 1

ЗАТВЕРДЖЕНО

Науково-методичною радою
Державного університету
«Житомирська політехніка»
протокол від 12 вересня 2024 р.
№ 5

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ до практичних робіт з дисципліни «ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ АВТОМОБІЛЯ»

для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр»
спеціальності 274 «Автомобільний транспорт»
освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт»
Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій,
мехатроніки і робототехніки
Кафедра автомобілів і транспортних технологій

Рекомендовано на засіданні
кафедри автомобілів і
транспортних технологій
23 серпня 2024 р., протокол № 7

Розробники: к.т.н., завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій
Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ, асистент кафедри автомобілів і транспортних
технологій Олександр БАГІНСЬКИЙ

Житомир
2024

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 2

Методичні вказівки до практичних робіт з дисципліни «Основи конструювання автомобіля» для здобувачів вищої освіти освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт» [Електронне видання]. – Житомир: Державний університет «Житомирська політехніка», 2024. – 186 с.

Розробники: к.т.н., завідувач кафедри автомобілів і транспортних технологій Володимир ШУМЛЯКІВСЬКИЙ, асистент кафедри автомобілів і транспортних технологій Олександр БАГІНСЬКИЙ

Рецензенти:

Дмитро БЕГЕРСЬКИЙ – кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Ігор ШЕПЕЛЕНКО – доктор технічних наук, професор, професор кафедри автомобілів і транспортних технологій.

Затверджено Вченою радою факультету комп'ютерно-інтегрованих технологій, мехатроніки і робототехніки
(протокол № 6 від «28» серпня 2024 р.)

Методичні рекомендації призначені для забезпечення підготовки, виконання та захисту практичних з дисципліни «Основи конструювання автомобіля» студентами освітнього ступеня «бакалавр» спеціальності 274 «Автомобільний транспорт» освітньо-професійна програма «Автомобільний транспорт».

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 3

ЗМІСТ

Практична робота № 1	5
Практична робота № 2	11
Практична робота № 3	15
Практична робота № 4	19
Практична робота № 5	21
Практична робота № 6	24
Практична робота № 7	30
Практична робота № 8	38
Практична робота № 9	45
Практична робота № 10	57
Практична робота № 11	62
Практична робота № 12	69
Практична робота № 13	83
Практична робота № 14	93
Практична робота № 15	102
Практична робота № 16	107
Практична робота № 17	112
Практична робота № 18	118
Практична робота № 19	124
Практична робота № 20	137
Практична робота № 21	140
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	144
ДОДАТКИ.....	145

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 4

Додаток А.....	146
Додаток Б.....	153
Додаток В.....	162
Додаток Г.....	164
Додаток Д.....	167
Додаток Е.....	168
Додаток Ж.....	171
Додаток З.....	172
Додаток И.....	173
Додаток І.....	174
Додаток Й.....	175
Додаток К.....	178
Додаток Л.....	180
Додаток М.....	183
Додаток Н.....	186

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 5

Практична робота № 1

Тема: Будова та призначення редукторної установки.

Будь-яка сучасна машина складається із робочих органів і приводу.

Привід – це двигун і передача (трансмсія). Приводи можуть мати передачі наступних типів: зубчасті – циліндричні, конічні, планетарні, хвильові, черв'ячні, ланцюгові, тертя – пасові, фрикційні. Основні параметри механічних передач наведені в табл. 1.1.

Правильний вибір типу приводу, його раціональне компоновання та проектування визначають можливість одержання найбільш оптимальних техніко-економічних і експлуатаційних характеристик майбутніх машин.

У більшості машин (транспортних, різного верстатного обладнання, засобів механізації технологічних ліній та ін.) рух робочих органів обертальний. В приводах багатьох машин можна використовувати різні стандартні двигуни – електричні та внутрішнього згорання.

Тип двигуна вибирають із врахуванням: призначення механізму чи машини, яку проектують; типа приводу; наявності того чи іншого джерела енергії; значення використаної потужності; обмежень за масою, габаритними розмірами і умовами роботи машини; режиму роботи приводу, тобто призначення машини обумовлює основні вимоги до приводу, специфіку його роботи і параметричні характеристики.

Як джерело енергії приводу автомобіля, розповсюдження одержали різні типи двигунів внутрішнього згорання з числом циліндрів від 4 до 12 з V-подібним чи рядним їх розміщенням, марок МеМз, ВАЗ, “Москвич”, ГАЗ, УАЗ, ЯМЗ та ін..

Як приводи механізмів і машин загально-машинобудівного призначення, найбільше розповсюдження одержали електричні трифазні асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором серій 4А або АІ. Їх перевагами у порівнянні з двигунами інших типів є простота конструкції та

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 6	

обслуговування, більш висока експлуатаційна надійність та відносно низька вартість.

Таблиця 1.1

Орієнтовні значення основних параметрів механічних передач

Передачі	Передачне відношення	ККД, η	Потужність, що передається; Р, кВт	Відносні габаритні розміри	Відносна маса	Відносна собівартість
Зубчасті: циліндричні	До 6,3	0,97...0,98	Не обмежена	1	1	1
конічні	До 6,3	0,95...0,97	4000	2	1,2...1	1,7...2,2
планетарні A^3_{lh}	3...9	0,95...0,97	5000	0,7...1	$0,93...0,7_3$	1,5...1,25
планетарні B^3_{lh}	9...16	0,94...0,96	5000	0,8...1,1	0,95...0,8	1,6...1,3
хвильові u^2_{hl}	80...315	0,7...0,9	150	0,5...0,6	$0,05...0,1_5$	1,7...1,5
Черв'ячні: при передаточному відношенні: 8...14	8...14	0,8...0,9	60	1...1,6	1,04	1,55...1,4
14...30	14...30	0,75...0,85	60	1...1,6	1,04	1,55...1,4
>30	30...80	0,7...0,8	60	1...1,6	1,04	1,55...1,4
Ланцюгові	До 10	0,92...0,95	120	1...1,6	0,25	0,35...0,2
Пасові (тертям)	До 8	0,94...0,96	50	5...4	0,4...0,5	0,3...0,2
Зубчасто-пасові	До 12	0,96...0,98	100	2,5...3	0,3	0,8...0,2
Фрикційні	До 7	0,85...0,95	20	1,5...2	1,5	0,8

Примітка: Відносні габаритні розміри, маса і вартість визначаються за відношенням до одноступінчастої зубчастої передачі

Типи приводів

Приводи можна поділити на три групи:

– з постійним передаточним відношенням окремих передач (редуктори, пасові та ланцюгові передачі тощо), а отже, з постійною частотою обертання приводного вала;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 7	

– із ступінчасто-змінним передаточним відношенням окремих передач (коробки передач або швидкостей, ступінчасті шківви, змінні колеса тощо), а отже, зі ступінчасто-змінною частотою обертання приводного вала;

– з плавно змінюваним передаточним відношенням окремих передач (варіатори), а отже, з безступеневою зміною частоти обертання приводного вала.

Привід з редуктором

Для приводу, який включає окремі передачі або групи передач в поєднанні із зубчастим редуктором, уточнюють загальне передаточне відношення $i_{заг}$ приводу.

Подальше уточнення передаточного відношення приводу і розподіл його по окремих передачах (ступенях) виконуються при проектуванні відповідних передач.

Припускаються відхилення розрахункового передаточного відношення від заданого до 4 % (якщо $i_{заг} \geq 4,5$), що дає можливість, в більшості випадків, при розрахунках передач обирати для пасових передач стандартні діаметри шківів, а для зубчастих і черв'ячних редукторів – стандартні передаточні числа і стандартні міжосьові відстані.

При розподілі загального передаточного відношення по окремих передачах необхідно виходити із середніх (найбільш доцільних) значень власних передаточних відношень, наведених в табл. 1.2.

При розбивці передаточного відношення (числа) редуктора зі ступенями може бути використаний ряд умов:

- отримання мінімальної маси зубчастих коліс;
- отримання мінімального значення суми міжосьових відстаней;
- однакове занурення коліс на окремих ступенях у масляну ванну;
- рівномірність робочих поверхонь зубців коліс на окремих ступенях при заданому відношенні міжосьових відстаней.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 8	

Таблиця 1.2

Рекомендовані значення передаточних відношень механічних передач

Вид передачі	Твердість зубців	Значення передаточних відношень	
		рекомендовані	допустимі
Зубчаста: циліндрична тихохідна ступінь в усіх редукторах	HB350	2,5–5	6,3
	HRC40– 56	2,5–5 2–4	6,3 5,6
	HRC56– 63		
швидкохідна: ступінь В редукторах з розгорнутою схемою	HB350	3,15–5	8
	HRC40– 56	3,15–5 2,5–4	7,1 6,3
	HRC56– 63		
швидкохідна: ступінь В співвісному редукторі	HB350	4–6,3	10
	HRC40– 56	4–6,3 3,15–5	9 8
	HRC56– 63		
Конічна зубчаста	HB350	1–4	6,3
	HRC40	1–4	5
Коробка передач	будь-яка	1–2,5	3,15
Черв'ячна: однозахідна	–	28–30	90
двозахідна	–	14	35
чотиризахідна	–	10	24
Ланцюгова	–	1,5–4	10
Пасова: Плоскопасова відкрита	–	2–5	8
плоскопасова з натягувальним роликом	–	3–5	10
клинопасова	–	2–4	8
Фрикційна	–	2–4	10
Варіатори	–	2,5–8	–

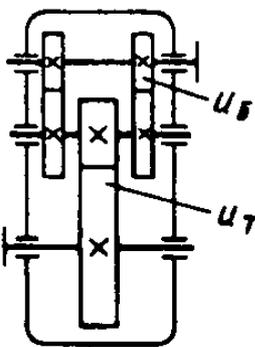
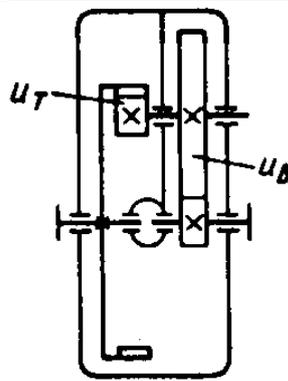
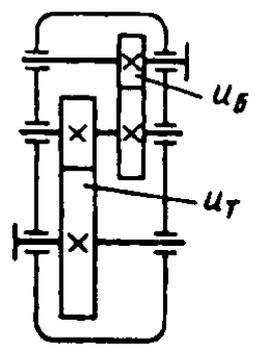
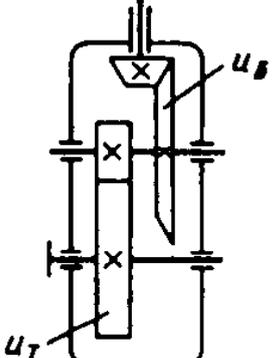
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 9

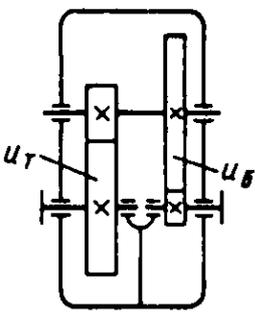
Примітка: Передаточні відношення i редукторів потрібно вибирати з єдиного ряду (допустиме відхилення від номінального значення $i \pm 4\%$): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 335; 400.

Передаточні числа одноступінчастих редукторів, що проектуються, повинні прийматися за ДСТУ 3107-95. Рекомендації для розподілу загального передаточного числа двоступінчастих редукторів на передаточні числа швидкохідної $u_{шв}$ і тихохідної u_T ступенів визначаються співвідношенням, наведеним в табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Розбивка загального передаточного числа двоступінчастого редуктора

Схема редуктора	Передаточне число		Схема редуктора	Передаточне число	
	$u_{шв}$	u_T		$u_{шв}$	u_T
	$u_{ред}/u_T$	$0,88\sqrt{u_{ред}}$		$2^3\sqrt{u_{ред}}$	$u_{ред}/u_{шв}$
			$u_{ред}/u_T$	$1,1^3\sqrt{u_{ред}}$	

	$u_{ред}/u_T$	$0,95\sqrt{u_{ред}}$	Планетарні двоступінчасті редуктори:		
			$u_{ред} \leq 25$	4	$u_{ред}/4$
			$u_{ред}$ вище 25 до 63	$u_{ред}/6,3$	6,3
			$u_{ред}$ вище 63	10	$0,1 u_{ред}$

В триступінчастих циліндричних редукторах передаточне число другої (проміжної) ступені визначається залежністю $u_n = \sqrt[3]{u_{заг}}$; швидкохідної $u_{шв}$ ступені і тихохідної – $u_{шв.т} = u_{заг}/u_n$; швидкохідної ступені – $u_{шв.м} = 1,2\sqrt{u_{шв.м}}$; тихохідної ступені – $u_t = u_{шв.т}/u_{шв}$.

Завдання:

1. Ознайомитись з значеннями основних параметрів механічних передач;
2. Ознайомитись з рекомендованими значеннями передаточних відношень механічних передач.
3. Описати які механічні передачі використовуються в автомобілі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 11

Практична робота № 2

Тема: Механічні характеристики матеріалів, допустимі напруження і методи розрахунку на міцність в автомобілебудуванні.

Розраховуючи елементи конструкцій та деталі машин на міцність, жорсткість і стійкість, проектувальник повинен мати всі необхідні відомості про механічні властивості матеріалів, з яких йому потрібно виготовити ту чи іншу деталь.

Для більшості конструкційних матеріалів їх механічні властивості можна встановити за відповідними довідниками. Проте існують матеріали, механічні властивості яких не наводяться в доступних довідниках. Тому інженер повинен вміти самостійно визначати в механічній лабораторії необхідні властивості таких матеріалів.

Основні механічні властивості, встановлювані експериментально характеризують:

- 1) міцність - здатність матеріалу без руйнування сприймати зовнішні навантаження;
- 2) пластичність - здатність матеріалу без руйнувань давати значні залишкові деформації;
- 3) пружність - здатність матеріалу після зняття навантаження відновлювати свої початкові розміри та форму;
- 4) твердість - здатність матеріалу чинити опір проникненню в нього іншого твердішого тіла.

Механічні випробування матеріалів досить різноманітні.

За характером навантаження розрізняють статичні, динамічні та втомливісні випробування.

За видом деформації випробування виконують на розтягування, стиснення, зрізування, кручення, вигин.

В окремих випадках проводять випробування матеріалів при підвищених чи знижених температурах.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 12

Механічні випробування виконуються на зразках, форма й розміри яких встановлюються стандартами або технічними умовами. Зразки випробовують на відповідних випробувальних машинах. Сучасні такі машини обладнані спеціальним пристроєм, який у процесі випробування креслить графік залежності між навантаження та відповідною деформацією зразка.

Для більшості матеріалів обов'язковими є статичні випробування на розтяг, оскільки вони дуже прості й дають змогу визначити основні механічні характеристики.

Оцінювання опору матеріалу деформуванню механічними напруженнями, що характеризують навантаження, яке припадає на одиницю площі поперечного перерізу зразка є зручнішим і у більшій мірі універсальним.

Вид діаграми деформування не зміниться, якщо по осі ординат відкласти напруження

$$\sigma = \frac{P}{A_0}$$

а по осі абсцис — відносне видовження

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \cdot 100\%$$

де A_0 та l_0 — відповідно початкова площа поперечного перерізу і розрахункова довжина зразка. Діаграма деформування, отримана таким способом, називається умовною діаграмою деформування, оскільки умовно вважається, що площа поперечного перерізу є сталою у процесі випробування.

На базі такої діаграми для металевих матеріалів визначають наступні механічні характеристики.

- границю пропорційності;
- границю плинності;
- границю пружності;
- границю міцності.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 13

Для крихких матеріалів руйнування (границя міцності) досягається раніше від інших границь, тому перші три поняття з чотирьох приведених вище для крихких матеріалів втрачають зміст.

У конструкційних неметалевих матеріалів (пластмаси, гуми) прикладене навантаження може викликати пружну, високоеластичну і залишкову деформації. На відміну від пружної, високоеластична деформація зникає не сразу після розвантаження, а протягом певного часу.

Лабораторні випробування матеріалів показують, що із досягненням напруженням границі міцності зразки руйнуються. Тому, очевидно, у реальних умовах навантаження технічних споруд не можна доводити до такого рівня, при якому напруження в елементах споруд можуть досягти руйнівних. Виконуючи розрахунки, слід заздалегідь встановити верхні межі напружень, які гарантували б достатню міцність та експлуатаційну надійність кожного елемента, а отже, і всієї споруди. Ці напруження називають допускаємими й позначають σ_{adm} або τ_{adm} . Вони визначаються за формулою

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma^0}{n}$$

де σ^0 - руйнівне напруження; n - коефіцієнт запасу міцності.

Оскільки в елементах технічної споруди неприпустимим є не лише фактичне руйнування (розрив, тріщини), а й значні пластичні деформації, то за руйнівне напруження для крихких матеріалів береться границя міцності, а для пластичних - границя текучості:

$$\sigma^0 = \begin{cases} \sigma_u & \text{— крихкі матеріали} \\ \sigma_y & \text{— пластичні матеріали} \end{cases}$$

Коефіцієнт запасу міцності n показує, у скільки разів руйнівне напруження більше за допустиме. Цей коефіцієнт завжди більший за одиницю.

Значення його коливаються

$$n = \begin{cases} 2.5 \dots 5 & \text{— крихкі матеріали} \\ 1.2 \dots 2.5 & \text{— пластичні матеріали} \end{cases}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 14

Найбільш поширеним методом розрахунку на міцність в машинобудуванні є розрахунок за допустимими напруженнями. А основу цього методу покладено припущення, що критерієм придатності деталі є напруження або напружений стан у точці.

Послідовність розрахунку при цьому такий.

На підставі аналізу конструкції визначається та точка або переріз в деталі, де виникають найбільші напруження. Знайдена величина напруження співставляється з допустимим її значенням для даного матеріалу, одержаним на основі попередніх випробувань, тобто записують умову міцності

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma] \quad (1.1)$$

де σ - узагальнене дійсне напруження в небезпечному перерізі або точці деталі, Н/мм²;

F – узагальнена сила (силовий чинник), Н;

$[\sigma]$ – узагальнене допустиме напруження, Н/мм²;

A – геометрична характеристика перерізу, мм².

їх останньої нерівності (1.1) формула проектного розрахунку геометричного розміру перерізу має вигляд

$$A \geq \frac{F}{[\sigma]} \quad (1.2)$$

а перевірочний розрахунок на максимальне навантаження

$$F \leq A \cdot [\sigma] \quad (1.3)$$

Завдання:

1. Ознайомитись з механічними характеристиками матеріалів та допустимими напруженнями.
2. Ознайомитись з методом розрахунку на міцність.
3. Розрахувати переріз валу по даним формулам, взявши запас міцності.

Матеріал валу – Сталь 25ХГТ, $\sigma_B = 1150$ МПа

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 15

Практична робота № 3

Тема: Вибір характеристик енергетичної установки привода.

До основних характеристик передач відносяться потужність на ведучому (швидкохідному) Рш і веденому (тихохідному) Рт валах і, відповідно, частоту обертання швидкохідного пш і тихохідного пт валів. Ці характеристики мінімально і достатньо необхідні для проведення проектного розрахунку. Крім основних характеристик, при розрахунках використовують і похідні: передаточне відношення і; ККД – η; обертальні моменти (Н*м) на ведучому і веденому валах – Тш і Тт відповідно; колову швидкість (м/с) ведучої Vш і веденої Vт ланок; колову силу Ft (Н) передачі та інші.

Особливу увагу треба приділити ефективному крутному моменту двигуна $T_{e \max}$ та частоті обертів колінчастого вала двигуна, n_d .

При розрахунку приводу часто використовують наступні залежності між різними параметрами:

– вираження кутової швидкості ω (рад/с) через частоту обертання n (об/хв):

$$\omega = \pi \cdot n / 30; \quad (3.1)$$

– вираження обертального моменту T (Н·м) через потужність P (Вт) і частоту обертання n (об/хв):

$$T = 9,55 \cdot \frac{P}{n} \quad (3.2)$$

або через потужність P (Вт) і кутову швидкість ω (рад/с):

$$T = P / \omega; \quad (3.3)$$

зв'язок між моментами на ведучому $T_{ш}$ і веденому $T_{т}$ валах передачі через передаточне відношення i і ККД η :

$$T_{т} = T_{ш} \cdot i \cdot \eta. \quad (3.4)$$

Для двоступінчастого редуктора:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 16

$$i_{ред} = i_{Ш} \cdot i_T, \quad (3.5)$$

де $i_{ш}$, i_m – передаточні відношення швидкохідної та тихохідної ступенів редуктора (коробки передач).

Для визначення потрібної потужності електродвигуна за заданою або розрахунковою потужністю на вихідному (веденому) валу використовують залежність:

$$P_{дв} = \frac{P}{\eta_{заг}}, \quad (3.6)$$

де $\eta_{заг}$ – загальний ККД приводу.

Орієнтовно встановлюють загальний ККД приводу:

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_m^n \cdot \eta_{оп}^m, \quad (3.7)$$

де η_1 , η_2 – ККД окремих передач (зачеплень);

η_m^n – ККД муфти;

$\eta_{оп}^m$ – ККД, що враховує втрати в опорах;

n – кількість муфт;

m – кількість валів або пар підшипників.

ККД окремих передач наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Орієнтовні значення ККД елементів механічних передач

Елемент приводу	ККД	Примітка
Редуктор циліндричний		
одноступінчастий:	0,97–0,98	
прямозубий	0,96–0,97	
косозубий		
Редуктор конічний:		
прямозубий	0,96–0,97	
косозубий	0,95–0,96	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Елемент приводу	ККД	Примітка
Ступінь зубчастого редуктора:		
прямозуба	0,98–0,99	Закрита передача
	0,94–0,96	Відкрита передача
косозуба	0,97–0,97	Закрита передача
	0,94–0,95	Відкрита передача
конічна	0,97–0,98	Закрита передача
	0,92–0,95	Відкрита передача
Редуктор черв'ячний:		
однозахідний	0,7–0,75	
двозахідний	0,75–0,82	
чотири західний	0,82–0,92	
глобоїдній	0,85	
Пасова передача:		
плоскопасова	0,94–0,96	
клинописова	0,85–0,95	
Фрикційна передача	0,85–0,95	Великі значення ККД при роботі в масляній ванні
Варіатор ланцюговий	0,8–0,9	
Ланцюгова передача		
роликовим або зубчастим ланцюгом:	0,95–0,97	
закрита	0,92–0,94	
відкрита		
Барaban на опорах при намотуванні канату	0,95–0,97	
Муфта з проміжним рухомим елементом	0,97–0,99	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 18

Елемент приводу	ККД	Примітка
зубчаста	0,99	
МУВП	0,995	
Підшипники (одна пара):		При рідинному терті
кочення	0,99–	При напіврідинному терті
ковзання	0,995	
	0,99–	
	0,995	
	0,975–	
	0,985	

Завдання:

1. Ознайомитись як обирають двигун в приводі.
2. За даними в задачах наведених в додатку А розрахувати потужність, крутний момент та оберти на вихідному валу приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 19

Практична робота № 4

Тема: Кінематичні схеми передач. Виконання кінематичного та силового розрахунку привода.

При виконанні розрахунку привода важливо виконати його кінематичну схему привода.

Передаточне відношення механічної передачі – це відношення кутової швидкості ведучої ланки до кутової швидкості веденої ланки. Передаточне відношення визначають у напрямку потоку потужності від ведучої ланки до веденої та позначають i . Розрахункова формула в зв'язку з цим має вигляд:

$$i = \frac{n_{\text{ш}}}{n_{\text{т}}} = \frac{\omega_{\text{ш}}}{\omega_{\text{т}}}, \quad (4.1)$$

Передаточним числом називають відношення числа зубців більшого колеса до числа зубців меншого колеса:

$$u = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.2)$$

де z_2 – число зубців колеса (більшого);

z_1 – число зубців шестерні (меншого колеса).

Передаточне число, на відміну від передаточного відношення, завжди додатне і не може бути менше 1.

Якщо частота обертання веденого вала не задана в явній формі, то її знаходять через інші задані параметри привода. Так, при заданій швидкості стрічки (ланцюга) V конвеєра (м/с) і діаметрі D барабана (зірочки) (мм):

$$n_{\text{т}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V}{\pi \cdot D}. \quad (4.3)$$

Якщо заданий крок тягового ланцюга p (мм) і число зубців зірочки Z , то спочатку визначають діаметр ділительного кола зірочки:

$$D_{\text{д}} = \frac{p}{\sin(180/Z)}, \quad (4.4)$$

а потім за формулою (2.3) – частоту обертання веденого вала.

Оскільки привід, як правило, комплектується із декількох передач, то

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 20

$$i_{\text{заг}} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n, \quad (4.5)$$

де i_1, i_2, \dots, i_n – значення передаточних відношень окремих передач, що входять в загальну схему приводу.

Завдання:

1. Ознайомитись як виконується розрахунок передаточного відношення приводу.
2. Виконати розрахунки по завданням наведених в додатку Б.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 21

Практична робота № 5

Тема: Проектування фрикційних передач.

Міцність і довговічність фрикційних передач оцінюють за контактними напруженнями.

Згідно з формулою Герца за початкового лінійного дотикання деталей максимальне контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{q / (2\rho_{36})}, \quad (5.1)$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275$ МПа^{1/2} – для катків із сталі; $Z_M = 210$ МПа^{1/2} – для чавунних котків; $Z_M = 235$ МПа^{1/2} – для поєднання «чавун – сталь»; q – розрахункове питоме навантаження; ρ_{36} – зведений радіус кривини робочих поверхонь котків.

Розрахункове навантаження на одиницю довжини контакту:

$$q = QK_\beta / b, \quad (5.2)$$

де Q – сила притискання котків; K_β – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків, $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ (менші значення приймаються для точно виготовлених та змонтованих передач за відносно невеликої ширини котків); для конічних передач коефіцієнт K_β беруть дещо більшим через складність виготовлення та монтажу конічної передачі.

Необхідна сила притискання котків визначається із умови відсутності буксування в передачі тобто сила тертя, яка створюється силою притискання, не має бути меншою колової сили, що передається:

$$F_f \geq F_t = 2T_1K/d_1, \quad (5.3)$$

Враховуючи, що сила тертя $F_f = F_n f$, то необхідна сила притискання котків:

$$Q = 2T_1K / (d_1 f), \quad (5.4)$$

де K – коефіцієнт запасу зчеплення, для силових передач $K = 1,3 \dots 1,5$, для кінематичних $K = 2,5 \dots 3,0$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 22

Зведений радіус кривини робочих поверхонь циліндричних котків:

$$1/\rho_{\Sigma} = 1/\rho_1 \pm 1/\rho_2 = 2/d_1 \pm 2/d_2 = (2/d_1)[(i \pm 1)/i], \quad (5.5)$$

Підставивши (5.5) у формулу Герца, одержимо формулу перевірного розрахунку фрикційних передач за контактними напруженнями:

$$a \geq K_m (u \pm 1) \sqrt[3]{T_1 K_\beta / (u \psi_{ba} f [\sigma_H]^2)}, \quad (5.6)$$

Під час проектного розрахунку визначають міжосьову відстань, попередньо замінивши розміри b і d через їх залежності від міжосьової відстані:

$$q = Q K_\beta / b \leq [q], \quad (5.7)$$

За одержаним значенням міжосьової відстані визначають діаметри котків d_1 і d_2 , ширину котків b і потрібну силу притискання F_n (5.2). Остаточну перевірку міцності котків за прийнятими розмірами виконують за умовою (5.6).

Для фрикційних передач, робочі поверхні котків яких виготовлені із неметалевих матеріалів, обмежується навантаження, що припадає на одиницю довжини контактної лінії:

$$a \geq K_H \sqrt{T_1 K_\beta (u \pm 1) / (\psi_{ba} f [q])}, \quad (5.8)$$

Формула проектного розрахунку для таких передач має такий вигляд:

де K_H – допоміжний коефіцієнт, для силових передач $K_H = 36$, для кінематичних $K_H = 50$.

Перевірні розрахунки конічних фрикційних передач виконують теж за формулою Герца. При цьому враховують, що радіуси кривини робочої поверхні конічних котків по довжині лінії контакту неоднакові. За розрахункові беруть радіуси кривини робочих поверхонь у середніх точках лінії контакту котків:

$$\rho_1 = R_m \operatorname{tg} \delta_1 = R_m / u = 0.5 d_{m1} \sqrt{u^2 + 1} / u, \quad (5.9)$$

$$\rho_2 = R_m \operatorname{tg} \delta_2 = R_m / u = 0.5 d_{m2} \sqrt{u^2 + 1} / u$$

Зведений радіус кривини робочих поверхонь конічних котків визначають із залежності:

$$1/\rho_{зв} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2 = 2/d_{m1} (\sqrt{u^2 + 1})/u, \quad (5.10)$$

Необхідна сила притискання:

$$Q = 2T_1K/(d_{m1} f), \quad (5.11)$$

Формула перевірного розрахунку конічної передачі з металевими котками:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[QK_\beta / (bd_{m1})] (\sqrt{u^2 + 1}/u)} \leq [\sigma]_H, \quad (5.12)$$

У разі проектних розрахунків визначають мінімальний діаметр ведучого котка:

$$d_{m1} \geq 2K_m \sqrt[3]{T_1 K_\beta / (u \psi_R f [\sigma]_H^2)}, \quad (5.13)$$

Для конічної фрикційної передачі з неметалевими котками:

$$d_{m1} \geq 2K_H \sqrt{T_1 K_\beta \sqrt{u^2 + 1} / [\psi_R f [q] (u^2 + 1)]}, \quad (5.14)$$

Допустимі контактні напруження та допустимі питомі навантаження вибираються із табл. 2.5.

Таблиця 2.5

Допустиме контактне напруження $[\sigma]_H$, коефіцієнт тертя f_i питоме навантаження $[q]$ для фрикційних передач

Матеріал котків	Умови роботи	f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь - сталь	Із мастилом	0,05	(2,5...3,0) НВ	-
Чавун - чавун	Із мастилом	0,05	1,5 σ в	-
Сталь - сталь	Без мастила	0,12...0,15	(1,2...1,5) НВ	-
Текстоліт - сталь, чавун	Без мастила	0,20...0,25	-	50...80
Фібра - сталь, чавун	Без мастила	0,15...0,20	-	35...40
Гума - сталь, чавун	Без мастила	0,45...0,60	-	10...30

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 24

Практична робота № 6

Тема: Розрахунок циліндричної прямозубої зубчастої передачі.

Приклад . Розрахунок параметрів відкритої циліндричної зубчастої передачі приводу.

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання (Додаток В) на проектування приводу.

Розрахувати відкриту циліндричну прямозубу передачу при $P_1 = 10$ кВт, частоті обертання $n_1 = 750$ хв⁻¹, $n_2 = 375$ хв⁻¹. Навантаження передачі – середнє нормальне (СН), коефіцієнт перевантаження $K_n = 1,8$, термін служби $L = 22\ 000$ год. Режим роботи реверсивний. Матеріали для обох зубчастих коліс – сталь 40Х з об'ємним загартуванням і відпусканням до твердості HRC 48.

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2 = 750/375 = 2.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{9,8}{375} = 249,6, H \cdot m$$

де $P_2 = P_1 \cdot \eta = 10 \cdot 0,98 = 9,8$ кВт.

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів.

Для зубів шестірні і колеса границі витривалості зубів [25, п. 22.11], МПа:

• базове число циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

• еквівалентна кількість циклів навантаження:

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 750 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 39,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 375 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 19,8 \cdot 10^6$$

де $L_h = 22\ 000$ год. – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – число зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі);

$K_{FE} = 0,04$ – коефіцієнт інтенсивності навантаження, який визначають відповідно до циклограми [25, рис. 2.2, а] або типових режимів навантаження деталей машин [25, рис. 2.3], наведений в [25, табл. 4.1].

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 25

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

Якщо $N_{Fo} < N_{FE1}$ і $N_{Fo} < N_{FE2}$, то коефіцієнт довговічності для зубів шестірні і колеса $K_{FL} = 1$.

- границя витривалості зубів при згині:

$\sigma_{Fo1} = 600$ МПа і $\sigma_{Fo2} = 600$ МПа – вибирають з [25, табл. 22.6] за величиною твердості зубів;

- допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{Fo1} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 / 1,8 = 233, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{Fo2} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 / 1,8 = 233, \text{ МПа};$$

де $K_{FC} = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

$K_{FR} = 1,0$ – для не шліфованої поверхні;

$S_F = (1,7 \dots 2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розраховуємо модуль m' в зачепленні:

$$m' = K_m \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A Y_F \cdot 10^3}{z_3^2 \cdot \psi_{bd} \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u}} = 1,4 \sqrt[3]{\frac{249,6 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 3,75 \cdot 10^3}{18^2 \cdot 0,6 \cdot 233 \cdot 2}} = 3,2, \text{ мм}$$

де $K_m = 1,4$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

$\psi_{bd} = 0,6$ – коефіцієнт ширини вінця відносно діаметра колеса, який залежить від твердості і розташування коліс відносно опор; [1, табл. 4.2.8];

$K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за міцності на згин [1, рис. 4.2.2, г].

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 18$ – число зубів шестірні;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 2 = 36$.

$Y_F = 3,75$ – коефіцієнт, що враховує форму зубів, приймають за графіком [22, рис. 12.23] відповідно до коефіцієнта зміщення x і числа зубів z прямозубого колеса.

Значення модуля округляють до найближчого значення $m_n \approx 3,5$ мм відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 262].

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 26

5. Визначити основні параметри передачі:

5.1. Дійсне передаточне число передачі:

$$u_D = z_2 / z_1 = 36 / 18 = 2.$$

5.2. Діаметри зубчастих коліс:

• початкові:

$$d_{w1} = m_n \cdot z_1 = 3,5 \cdot 18 = 63, \text{ мм};$$

$$d_{w2} = m_n \cdot z_2 = 3,5 \cdot 36 = 126, \text{ мм};$$

• вершин зубів:

$$d_{a1} = m_n \cdot (z_1 + 2) = 3,5 \cdot (18 + 2) = 70, \text{ мм};$$

$$d_{a2} = m_n \cdot (z_2 + 2) = 3,5 \cdot (36 + 2) = 133, \text{ мм};$$

• ніжок зубів:

$$d_{f1} = m_n \cdot (z_1 - 2,5) = 3,5 \cdot (18 - 2,5) = 54,25, \text{ мм};$$

$$d_{f2} = m_n \cdot (z_2 - 2,5) = 3,5 \cdot (36 - 2,5) = 117,25, \text{ мм}.$$

5.3. Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 + z_2) = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (18 + 36) = 94,5, \text{ мм}.$$

5.4. Ширина вінця зубчастого колеса:

$$b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,6 \cdot 63 = 37,8, \text{ мм}.$$

Обчислене числове значення ширини вінця b_2 округлити до цілого числа $b_2 = 38$ мм.

5.5. Ширина вінця шестірні:

$$b_1 = b_2 + (3 \dots 5) = 38 + 5 = 43, \text{ мм}.$$

6. Перевірка втомної витривалості зубів при згині:

6.1. Колова сила в зачепленні:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3 \text{ Н}.$$

де

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{10}{750} = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{ м}$$

6.2. Колова швидкість коліс:

$$v = \pi \cdot d_{w1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 63 \cdot 750 / (60 \cdot 10^3) = 2,47, \text{ м/с}.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 27

6.3. Ступінь точності зубів зубчастої передачі – 8, залежно від колової швидкості для силових передач за [25, табл. 22.2].

6.4. $K_{Fv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4].

6.5. $K_{F\beta} = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця за витривалості зубців при згині [1, рис. 4.2.2, г].

6.6. $K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4].

6.7. Визначають питому розрахункову коловоу силу:

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,1 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 139, \text{ Н/мм.}$$

6.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F1},$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,75 \cdot 139 / 3,5 = 149, \text{ МПа} < [\sigma]_{F2}.$$

7. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

7.1. Умова міцності зубів за максимальними напруженнями при згині [25, формула (23.31):

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_H) = 149 \cdot 1,8 = 268,2, \text{ МПа} < [\sigma]_{Fmax2}.$$

де $[\sigma]_{Fmax1} = [\sigma]_{Fmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 980 = 588, \text{ МПа.}$

Розрахунок максимального напруження на згин за максимальних перевантаженнях проводять для менш міцного колеса передачі за допустимих граничних напруженнях згину $[\sigma]_{Fmax}$, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196].

8. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі, для чого визначити розрахункові напруження σ_H .

• питома розрахункова коловоу сила:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b_2 = 4041,3 \cdot 1,05 \cdot 1,08 \cdot 1,1 / 38 = 133, \text{ Н/мм,}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 28

де $K_{Hv} = 1,08$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4];

$K_{H\beta} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця, при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 23.8];

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять за [1, табл. 4.2.4];

$b_2 = 38$ мм – ширина вінця колеса.

• розрахункові контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{W_{Ht}}{d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} = 1,77 \cdot 275 \cdot 0,89 \cdot \sqrt{\frac{133 \cdot (2 + 1)}{63 \cdot 2}} = 771, \text{ МПа,}$$

де $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3];

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3];

$$Z_H = 1,77 \cdot \cos \beta = 1,77 \cdot \cos 0^\circ = 1,77;$$

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3];

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,61)}{3}} = 0,89$$

де $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)] = [1,88 - 3,2 \cdot (1/18 + 1/36)] = 1,61$.

• умова міцності за максимальних контактних напружень:

$$\sigma_H \sqrt{1,8 \text{ МПа} [\sigma]_{Hmax}} \sqrt{T_{Hmax}} \cdot$$

де $[\sigma]_{Hmax}$ – допустиме граничне контактне напруження; залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 287];

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 786 = 2201, \text{ МПа.}$$

9. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 29

9.1. Уточнений крутний момент на шестірні і зубчастому колесі:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_D = 127,3 \cdot 2 / 2 = 127,3, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot u / u_D = 249,6 \cdot 2 / 2 = 249,6, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9.2. Колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{w1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 127,3 / 63 = 4041,3, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{w2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 249,6 / 126 = 3961,9, \text{ Н}.$$

9.3. Радіальні сили:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 4041,3 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1471, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 3961,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1442, \text{ Н},$$

де $\alpha = 20^\circ$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 30

Практична робота № 7

Тема: Розрахунок циліндричної косозубої зубчастої передачі.

Приклад. Розрахунок параметрів закритої циліндричної косозубої передачі редуктора.

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу (Додаток Г).

Розрахувати закриту циліндричну косозубу передачу редуктора приводу загального призначення при $P_2=5$ кВт, частота обертання $n_1= 960$ хв⁻¹, $n_2= 320$ хв⁻¹, строк служби $t=20000$ год. Режим роботи нереверсивний. Симетричне розташування шестірні та колеса відносно опор. Навантаження змінне (задана циклограма (рис.3.2)). При пуску навантаження в 1,6 раза більше за номінальне.

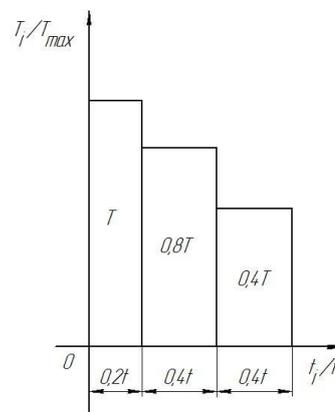


Рис. 3.2. Графік змінного навантаження

Проектний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

Розрахунок

1. Визначити передаточне число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{960}{320} = 3.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 31

2. Знайти обертальний момент на валі колеса:

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{5}{320} = 149,2, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Вибрати матеріал для шестірні і колеса згідно з рекомендаціями [15]: – Сталь 40ХН з поверхневим загартуванням та нагрівом токами високої частоти до твердості 55HRC для шестірні і 50HRC для колеса.

$$\sigma_B = 835 \text{ МПа}; \sigma_T = 540 \text{ МПа}; \text{ згідно [15, табл.2.1].}$$

4. За графіком [22, рис. 12.21] взяти базу випробувань:

- для шестірні $N_{Ho1} = 1,05 \cdot 10^8$;
- для колеса $N_{Ho2} = 8,9 \cdot 10^7$.

База випробувань на згин для шестірні і колеса – $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$.

За [22, формула (12.59)] визначити еквівалентне число циклів за контактними напруженнями.

$$\begin{aligned} N_{HE} &= 60 \cdot c \cdot n \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 [t] \right] N_{HE1} \\ &= 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot (1^3 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^3 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^3 \cdot N_{HE2}) \\ &= 60 \cdot 1 \cdot 32 \cdot (1^3 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^3 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^3 \cdot 0,4 \\ &\quad \cdot 20000) = 1,65 \cdot 10^8. \end{aligned}$$

Знайти коефіцієнт довговічності.

$$1 \leq K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Ho}}{N_{HE}}} \leq 2,6;$$

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{1,05 \cdot 10^8}{4,95 \cdot 10^8}} = \sqrt[6]{0,21} = 0,77, \text{ взяти } K_{HL1} = 1;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{8,9 \cdot 10^8}{1,65 \cdot 10^8}} = \sqrt[6]{0,54} = 0,9, \text{ взяти } K_{HL2} = 1.$$

За [22, формула (12.76)] визначити еквівалентне число циклів за напруженнями згину.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 32

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot \sum \left[\left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 t \right] N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot (1^9 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^9 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^9 \cdot 0,4 \cdot 20000) = 2,9 \cdot 10^8; N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 32 \cdot (1^9 \cdot 0,2 \cdot 20000 + 0,8^9 \cdot 0,4 \cdot 20000 + 0,4^9 \cdot 0,4 \cdot 20000) = 9,7 \cdot 10^6.$$

За [22, формула(12.74)] знайти коефіцієнт довговічності.

$$1 \leq K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{Fo}}{N_{FE}}} \leq 1,6;$$

$$K_{FL1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,9 \cdot 10^8}} = 0,62, \text{ взяти } K_{FL1} = 1;$$

$$K_{FL2} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{9,7 \cdot 10^6}} = 0,9, \text{ взяти } K_{FL1} = 1.$$

5. Визначити межу контрактної витривалості для зубів шестірні і колеса σ_{Ho} і межу витривалості при згині σ_{F0} , згідно [22, табл. 12.4; 12,6].

$$\sigma_{Ho1} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 55 + 200 = 1135, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Ho2} = 17HRC + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F01} = 750 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F02} = 600 \text{ МПа};$$

Коефіцієнт безпеки: $S_H = 1,2$, згідно з [1, с. 183]; $S_F = 1,7$ згідно з [1, с. 191].

Коефіцієнт, що враховує шорсткість спряжених поверхонь зубів $K_{HR} = 0,95$ за даними [22, формула (22.27)].

6. Визначити допустимі контакти напруження, [22, формула (12.57)]

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Ho1} \cdot K_{HR1} \cdot K_{HL1}}{S_H} = \frac{1135 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 988,4, \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Ho2} \cdot K_{HR2} \cdot K_{HL2}}{S_H} = \frac{1050 \cdot 0,95 \cdot 1}{1,2} = 914,4, \text{ МПа}.$$

Визначити допустиме контактне напруження, [22, формула (12.64)].

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45(988,4 + 914,4) = 856,26, \text{ МПа}$$

$$856,26 \text{ МПа} \leq 1,23[\sigma]_{Hmin}$$

$$[\sigma_H] = 856,26 \leq 1,23 \cdot 914,4 = 1124,7, \text{ МПа}.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 33

Визначити напруження згину для шестірні і колеса, [22, формула (12.73)]:

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F01} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{750 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 441,17, \text{МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F02} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC}}{S_F} = \frac{600 \cdot 1 \cdot 1}{1,7} = 352,94, \text{МПа}.$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба. За відсутності реверса $K_{FC} = 1$

7. Визначити параметри передачі для чого спочатку попередньо вибрати:

7.1. Коефіцієнт ширини коліс $\psi_{ba} = 0,4$, згідно з [22, с. 186].

7.2. Кількість зубів шестірні $z_1 = 17$, згідно з [22, с.188]

7.3. Визначити коефіцієнт вінця ψ_{bd} , згідно з [22, формула (12.65)]

$$\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba} \cdot (u + 1) = 0,5 \cdot 0,4 \cdot (3 + 1) = 0,8.$$

7.4. Визначити значення коефіцієнтів нерівномірності розподілення навантаження по довжині зуба згідно з [22, рис. 12.18]:

$$K_{H\beta} = 1,04; K_{F\beta} = 1,025.$$

8. Обчислити міжосьову відстань за [22, формула (12.61)].

$$a_{\omega} = K_a(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{(u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_{H^2})}}; a_{\omega} = 430 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{149,219 \cdot 1,04}{(3^2 \cdot 0,4 \cdot 856,26^2)}} = 66,88, \text{мм}$$

Взяти значення міжосьової відстані згідно з [22, с.211], $a_{\omega} = 71 \text{мм}$.

9. Обчислити модуль передачі [22, формула (12.70)].

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{u \cdot z_1^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_F}};$$

$$m = 11,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{149,219 \cdot 1,025 \cdot 3,9}{17^2 \cdot 3 \cdot 0,8 \cdot 352,94}} = 1,507, \text{мм}$$

Взяти модуль передачі $m = 2 \text{мм}$, згідно з [22, с.159].

10. Знайти сумарну кількість зубів [22, формула (12.28)].

Визначити мінімальний кут нахилу зубів.

$$\beta_{min} = \arcsin \cdot \left(\frac{4m}{b_2} \right)^\circ$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 34

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega = 0,4 \cdot 71 = 28,4, \text{ мм}$$

Взяти ближче стандартне значення ширини вінця колеса $b_2 = 28 \text{ мм}$

$$\beta_{\min} = \arcsin \cdot \left(\frac{4 \cdot 2}{28} \right) = \arcsin \cdot 0,28 = 16^\circ; z_\Sigma = \frac{2a_\omega \cos \beta_{\min}}{m \frac{2 \cdot 71 \cdot \cos 16^\circ}{2}}$$

Взяти $z_\Sigma = 68$.

Визначити дійсне значення кута.

$$\beta = \arccos \cdot \left(\frac{z_\Sigma \cdot m}{2a_\omega} \right); \beta = \arccos \cdot \left(\frac{68 \cdot 2}{2 \cdot 71} \right) = \arccos 0,95 = 16^\circ 7'.$$

11. Визначити кількість зубів шестірні [22, формула (12.86)].

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1} = \frac{68}{3 + 1} = 17;$$

12. Визначити кількість зубів колеса [22, формула (12.87)]

$$z_2 = z_\Sigma - z = 68 - 17 = 51.$$

13. Визначити дійсне передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3.$$

Геометричний розрахунок

14. Визначити діаметри ділільних кіл [22, формула (12.2)].

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 72}{\cos 16^\circ 7'} = 35,49, \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{51 \cdot 2}{\cos 16^\circ 7'} = 106,49, \text{ мм},$$

Визначити діаметри западин зубів.

$$d_{f1} = d_1 - 2,25 \cdot h_f = 35,49 - 2 \cdot 2,5 = 30,49, \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,25 \cdot h_f = 106,49 - 2 \cdot 2,5 = 101,49, \text{ мм};$$

Визначити діаметри вершин зубів.

$$d_{\alpha 1} = d_1 + 2 \cdot h_\alpha = 35,497 + 2 \cdot 2 = 39,49, \text{ мм};$$

$$d_{\alpha 2} = d_2 + 2 \cdot h_\alpha = 106,491 + 2 \cdot 2 = 110,49, \text{ мм};$$

15. Визначити ширину шестірні і колеса.

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_\omega = 0,4 \cdot 71 = 28, \text{ мм}.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 35

При твердості активної поверхні зубів обох коліс $> HB 350$ взяти $b_1 = b_2 = 28$ мм,

Уточнити передаточне число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{17} = 3.$$

Уточнити міжосьову відстань

$$a_{\omega} = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{35,497 + 106,491}{2} = 70,99, \text{ мм.}$$

Перевірний розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів коліс при згині

16. Обчислити колову швидкість за [22, формула (12.35)].

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 106,491 \cdot 320}{60000} = 1,78, \text{ м/с.}$$

Призначити 9-ту ступінь точності згідно з [22, табл. 12.2].

17. Визначити сили, що діють у зачепленні [22, формула (12.40), (12.43), (12.45)].

Колова сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 149,219}{106,491} = 2883,7, \text{ Н;}$$

Радіальна сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{2883,7 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos 16^{\circ} 7'} = 1095,8, \text{ Н;}$$

Осьова сила:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2883,7 \cdot \operatorname{tg} \beta = 865,1, \text{ Н.}$$

18. Уточнити значення коефіцієнтів K_H і K_F [22, рис. 12.17; 12.18; табл. 12.3].

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} = 1,12 \cdot 1,04 \cdot 1,1 = 1,28;$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\nu} = 1,31 \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 1,39;$$

Визначити коефіцієнти :

$$Z_H = 1,76 \text{ – згідно з [22, формула (12.50)]};$$

$$Z_M = 275 \text{ – згідно з [22, формула (12.51)].}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 36

$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,56}} = 0,8$, для косозубих передач згідно з [22, формула (12.54); (12.55)].

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{17} + \frac{1}{51} \right) \right] \cdot \cos 16^\circ 7' = 1,56.$$

19. Визначити контактні напруження за [22, формула (12.60)].

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \left[\frac{(u+1)}{u} \right] \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot T_2 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot (u+1)}{2\alpha^3 \cdot \psi_{ba}}} \leq [\sigma]_H;$$

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,8 \cdot \left[\frac{(3+1)}{3} \right] \cdot \sqrt{\frac{10^3 \cdot 149,219 \cdot 1,28128 \cdot (3+1)}{2 \cdot 71^3 \cdot 0,4}} = 847,87 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H = 856,26 \text{ МПа}.$$

20. Визначити допустимі максимальні контактні напруження при перевантаженнях [22, формула (12.66)].

$$\sigma_H^{H_{max}} \sqrt{\frac{T_{max}}{T_i}}_{H_{max}} \leq [\sigma_H] T_{max};$$

$$\sigma_H \sqrt{K_n} \sqrt{1,6} \text{ МПа}_H, \text{ МПа}_{max H_{max}}.$$

21. Визначити еквівалентну кількість зубів [22, формула (12.72)]:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 16^\circ 7'} = 19;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{51}{\cos^3 16^\circ 7'} = 58.$$

За кількістю еквівалентних зубів знайти коефіцієнти форми зуба для шестерні $Y_{F1}=4$, і колеса $Y_{F2}=3,65$. Ізгідно з [22, рис. 12.23].

22. Визначити порівняльні характеристики міцності зубів:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 37

шестірні:

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{441,17}{4,1} = 107,6;$$

колеса:

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{352,94}{3,65} = 96,7.$$

Знайти коефіцієнт Y_β нахилу зубів [22, с. 190]

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16^\circ 7'}{140} = 0,88.$$

Визначити коефіцієнт перекриття зубів $Y_\varepsilon = 1$ [22, с. 189].

23. Розрахувати напруження згину [22, формула (12.68)] та порівняти з допустими значеннями напружень згину.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot \frac{F_t}{bm} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\vartheta} \leq [\sigma_F] = 208,9 < [\sigma]_F = 352,94, \text{ МПа.}$$

24. Визначити максимальне напруження при короткочасному перевантаженні зубів [22, формула (12.77)].

Допустиме максимальне напруження [22, с 193].

$$\sigma_F \frac{T_{max}}{T_{i_{Fmax} Fmax}}$$

$$[\sigma]_{Fmax} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 835 = 501, \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax} = 208,9 \cdot 1,6 = 334,24 < [\sigma]_{Fmax} = 501, \text{ МПа.}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 38

Практична робота № 8

Тема: Розрахунок конічної зубчастої передачі.

Приклад 6. Розрахунок параметрів відкритої конічної зубчастої передачі приводу

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання на проектування приводу.

Розрахувати відкриту конічну прямозубу передачу при $P_1 = 12$ кВт, частота обертання $n_1 = 980$ хв⁻¹, $n_2 = 280$ хв⁻¹. Навантаження передачі – середнє–нормальне (СН), коефіцієнт перевантаження $K_n = 1,8$, термін служби $L = 22\ 000$ год. Режим роботи реверсивний. Матеріали для обох зубчастих коліс – сталь 40Х з обємним загартуванням і попусканням до твердості HRC 50: $\sigma_B = 980$ МПа, $\sigma_T = 786$ МПа.

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення:

$$u = n_1/n_2 = 980/280 = 3,5.$$

2. Знайти обертальний момент на валі колеса,

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{10,56}{280} = 360,17, H \cdot m$$

де $P_2 = P_1 \cdot \eta = 12 \cdot 0,88 = 10,56$, кВт.

3. Визначити допустимі напруження на згин зубів для проектного розрахунку, [25, п. 22.11]:

- базове число циклів навантаження $N_{Fo} = 4 \cdot 10^6$;

- еквівалентне число циклів навантаження

$$N_{FE1} = 60 \cdot n_1 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE1} = 60 \cdot 980 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 51,7 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h \cdot K_{FE2} = 60 \cdot 280 \cdot 1 \cdot 22000 \cdot 0,04 = 14,8 \cdot 10^6,$$

де $L_h = 22\ 000$ год. – довговічність роботи передачі;

$c = 1$ – кількість зачеплень зуба за один оберт колеса (зі схеми передачі), [1, рис. 3.4.4];

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 39

Коефіцієнт інтенсивності навантаження $K_{FE} = 0,04$ відповідно до типових режимів навантаження деталей машин [25, рис. 2.3] наведений в [25, табл. 4.1].

Тут m_F – показник степеня кривої втоми, який беруть:

- $m_F = 9$ – для зубчастих коліс із нешліфованою перехідною поверхнею при твердості зубів $H > 350$ НВ;

- коефіцієнт довговічності роботи передачі:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE1}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{51,7 \cdot 10^6}} = 0,75,$$

$$K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{14,8 \cdot 10^6}} = 0,86.$$

Необхідно враховувати такі обмеження коефіцієнта K_{FL} :

- якщо $N_{F0} < N_{FE1}$ і $N_{F0} < N_{FE2}$, то беруть $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$;

Границя витривалості зубів при згині:

$\sigma_{F01} = 600$ МПа і $\sigma_{F02} = 600$ МПа – яка залежить від твердості зубів після термообробки, знаходять в [25, табл. 22.6];

Визначити допустимі напруження на згин, МПа:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{F01} \cdot K_{FL1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1/2 = 240,$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{F02} \cdot K_{FL2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FR} / S_F = 600 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1/2 = 240,$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує вплив двостороннього навантаження зуба;

$K_{FC} = (0,7 \dots 0,8)$ – при реверсивному навантаженні;

K_{FR} – коефіцієнт, що враховує вплив шорсткості перехідної поверхні зубця;

$K_{FR} = 1,0$ – для нешліфованої поверхні;

$S_F = (1,7 \dots 2,2)$ – коефіцієнт запасу міцності (більші значення для литих заготовок).

4. Розрахувати модуль m в зачепленні та вибрати параметри передачі

4.1. Зовнішній модуль зачеплення

$$m'_e = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_A \cdot Y_F \cdot 10^3}{\vartheta_F \cdot z_1^2 \cdot [\sigma]_{F1} \cdot u \cdot \sqrt{u^2 + 1} \cdot (1 - 0,5 \cdot K_{be})^2}} =$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 40

$$= 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{360,17 \cdot 1,12 \cdot 1,1 \cdot 3,68 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 18^2 \cdot 240 \cdot 3,5 \sqrt{3,5^2 + 1} \cdot 0,3 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,3)}} = 3,63, \text{ мм,}$$

де $K_m = 1,75$ для прямозубих коліс ($\beta = 0$);

K_{be} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця відносно зовнішньої конусної відстані:

$$K_{be} = b/R_e = 0,2 \dots 0,3;$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку міцності на згин:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5 \cdot (K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5 \cdot (1,07 - 1) = 1,12,$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при розрахунку на контактну міцність;

$K_{H\beta} = 1,07$ залежить від твердості зубів та розташування коліс щодо опор, коефіцієнта K_{be} і передаточного числа u : $K_{be} \cdot u / (2 - K_{be})$ див. [25, рис. 24.5].

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження [1, табл. 4.2.4];

$z_1 = 18$ – число зубів шестірні;

Число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 3,5 = 63$.

Дійсне передаточне число передачі:

$$u_d = z_2 / z_1 = 63 / 18 = 3,5.$$

$\vartheta_F = 0,85$ – коефіцієнт, що враховує зменшення міцності конічної прямозубої передачі порівняно з передачею циліндричною.

Визначити кути ділительних конусів:

$$\delta_1 = \arctg \cdot (z_1 / z_2) = \arctg \cdot (18 / 63) = 15,9^\circ;$$

$$\delta_2 = \arctg \cdot (z_2 / z_1) = \arctg \cdot (63 / 18) = 74,1^\circ.$$

Знайти еквівалентне число зубів:

$$z_{e1} = z_1 / \cos \delta_1 = 18 / \cos 15,9^\circ = 18,72;$$

$$z_{e2} = z_2 / \cos \delta_2 = 63 / \cos 74,1^\circ = 229,96.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 41

$Y_F = 3,68$ – коефіцієнт, що враховує форму зубів, брати за графіком [22, рис. 12.23] залежно від коефіцієнта зміщення x і кількості зубів z прямокутного колеса.

Розрахунок виконати для того елемента пари «шестірня-колесо», який має менше числове значення відношення $[\sigma]_{F1}/Y_{F1}$; $[\sigma]_{F2}/Y_{F2}$.

4.2. Зовнішній коловий модуль m_{te}' , мм, заокруглюють (технологічний процес нарізання коліс із прямими зубами не вимагає стандартного числового значення m_{te}') до ближчого значення $m_{te}' = m_n = 4$ мм, відповідно до ГОСТ 9563-60 [25, с. 260]

4.3. Зовнішня конусна відстань, мм:

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \cdot \sqrt{18^2 + 63^2} = 131,04,$$

4.4. Ширина вінця коліс, мм:

$$b = R_e \cdot K_{be} = 131,04 \cdot 0,3 = 40;$$

b – ціле число. ($m_{te} \geq (1/8 \dots 1/10) \cdot b$).

4.5. Середня конусна відстань, мм:

$$R_m = R_e - 0,5 \cdot b = 131,04 - 0,5 \cdot 40 = 111,04.$$

4.6. Зовнішні діаметри конічних коліс, мм:

• ділильні:

$$d_{e1} = m_{te} \cdot z_1 = 4 \cdot 18 = 72;$$

$$d_{e2} = m_{te} \cdot z_2 = 4 \cdot 63 = 252;$$

• вершин зубів:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 72 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 15,9^\circ = 79,6;$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 252 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 74,1^\circ = 254,1;$$

• западин зубів:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1 = 72 - 2,4 \cdot 4 \cdot \cos 15,9^\circ = 62,7;$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2 = 252 - 2,4 \cdot 4 \cdot \cos 74,1^\circ = 249,$$

(точність розрахунків – 2 знаки після коми).

4.7. Параметри коліс у середньому перерізі, мм:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 42

- середній модуль:

$$m_m = m_{te} \cdot R_m / R_e = 4 \cdot 111,04 / 131,04 = 3,39;$$

- середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,39 \cdot 18 = 61,02;$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 3,39 \cdot 63 = 213,57.$$

5. Перевірити втомну витривалість зубів при згині:

5.1. Колова сила в зачепленні, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 116,9 / 61,02 = 3831,5,$$

де T_1 – обертальний момент на шестерні, Н·м.

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{12}{980} = 116,9, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5.2. Колова швидкість коліс:

$$v = \pi \cdot d_{m1} \cdot n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 61,02 \cdot 980 / (60 \cdot 10^3) = 3,13 \text{ м/с}.$$

5.3. Ступінь точності зубів зубчастих передач – 8, залежно від колової швидкості для силових передач наведені в [25, табл. 22.2].

5.4. Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]. $K_{Fv} = 1,12$ – вибирають залежно від колової швидкості зубів, ступеня точності та твердості зубів.

5.5. Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при витривалості зубців при згині. $K_{F\beta} = 1,1$ – знаходять залежно від твердості зубів, розташування коліс щодо опор та коефіцієнта K_{bd} [25, с. 320].

5.6. Коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження $K_A = 1,1$ [1, табл. 4.2.4].

5.7. Визначити питому розрахункову колову силу Н/мм, :

$$W_{Ft} = F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_A / b = 3831,5 \cdot 1,1 \cdot 1,12 \cdot 1,1 / 40 = 129,8.$$

5.8. Розрахункові напруження зуба при згині та умова витривалості зубів, МПа:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,68 \cdot 129,8 / 4 = 119,4 < [\sigma]_{F1} = 240$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 43

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot W_{Ft} / m_n = 3,68 \cdot 129,8 / 4 = 119,4 < [\sigma]_{F2} = 240$$

Умова втомної витривалості зубів на згин виконується.

6. Перевірити статичну міцність зубів на згин при перевантаженнях передачі:

6.1. Умова міцності зубів при максимальних напруженнях при згині [25, формула (23.31)], МПа.

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot (T_{max} / T_n) = 119,4 \cdot 1,8 = 214,92 < [\sigma]_{Fmax1},$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot (T_{max} / T_n) = 20,8 \cdot 1,8 = 37,44 < [\sigma]_{Fmax2},$$

Розрахунок максимального напруження на згин при дії максимальних перевантажень проводять для менш міцного колеса передачі при допустимих граничних напруженнях згину, які залежать від твердості поверхні зубів [22, с. 196]:

$$[\sigma]_{Fmax1} = [\sigma]_{Fmax2} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 980 = 588, \text{ МПа.}$$

6.2. Перевірити статичну контактну міцність зубів за максимальними напруженнями при перевантаженні передачі з визначенням розрахункових напружень σ_H .

• питома розрахункова колова сила, Н/мм:

$$W_{Ht} = F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot K_A / b = 3831,5 \cdot 1,07 \cdot 1,10 \cdot 1,1 / 40 = 124,02,$$

де $K_{Hv} = 1,10$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні [25, табл. 23.4]; вибирають залежно від колової швидкості, ступеня точності та твердості зубів.

$K_{H\beta} = 1,07$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за шириною вінця при контактній міцності знаходять за даними [25, рис. 24.5]; та [1, табл. 4.2.4];

$K_A = 1,1$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження знаходять у [1, табл. 4.2.4];

$b = 40$ мм – ширина вінця колеса.

6.3. Знайти розрахункові контактні напруження, МПа:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 44

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u_D^2 + 1}}{\vartheta_H \cdot d_{m1} u_D}} = 2,50 \cdot 190 \cdot 1,0 \cdot \sqrt{\frac{124,02 \sqrt{3,5^2 + 1} + 1}{0,85 \cdot 610235}}$$

$$= 749,06,$$

де $Z_M = 190 \text{ МПа}^{1/2}$ – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс [25, п. 23.3].

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубів [25, п. 23.3].

Для коліс з прямими зубами $Z_H \approx 2,50$;

Z_ε – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній [25, п. 23.3].

Для прямозубих коліс у полюсі зачеплення $Z_\varepsilon = 1,0$.

• умова міцності за максимальними контактними напруженнями, МПа:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{T_{\max} / T_n} = 749,06 \cdot \sqrt{1,8} = 1005 < [\sigma]_{H \max}$$

Допустиме граничне контактне напруження $[\sigma]_{H \max}$ залежить від термічної або хіміко-термічної обробки зубчастих коліс [25, с. 284]:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 786 = 2201, \text{ МПа.}$$

7. Сили в зачепленні зубчастих коліс:

7.1. Уточнений крутний момент на шестірні та колесі:

$$T_{1y} = T_1 \cdot u / u_D = 116,9 \cdot 3,5 / 3,5 = 116,9, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{2y} = T_2 \cdot u / u_D = 360,17 \cdot 3,5 / 3,5 = 360,17, \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7.2. Колові сили, Н:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{1y} / d_{m1} = 2 \cdot 10^3 \cdot 116,9 / 61,02 = 3831,5,$$

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{2y} / d_{m2} = 2 \cdot 10^3 \cdot 360,17 / 213,57 = 3372,9.$$

7.3. Радіальні сили, Н:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3831,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 15,9^\circ = 1341,2,$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 3372,9 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 74,1^\circ = 336,3,$$

де $\alpha = 20^\circ$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 45

Практична робота № 9

Тема: Розрахунок гіпоїдної зубчастої передачі.

Приклад. Розрахунок параметрів зубчастої гіпоїдної передачі редуктора.

Геометричні розміри коліс передачі в цілому визначають із розрахунку на міцність робочих поверхонь зубів і на попередження зламу зубів. Розрахунок ведуть за формулами для конічних передач. Допустимі напруження приймають такими, як і для зубчастих коліс інших видів [27] .

Початкові дані: результати отримані при кінематичному розрахунку трансмісії та параметри, що взяті з технічного завдання на проектування привода

Розрахувати закриту гіпоїдну передачу редуктора при обертовому моменті $T_{вх.0} = 332,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частоті обертання $n_{вх.0} = 960 \text{ об/хв}$, $n_{вх.диф} = n_{вих.0} = 223 \text{ об/хв}$, термін служби $t = 12000 \text{ год}$. Режим роботи нереверсивний. Навантаження змінне задана циклограма (рис. 3.2.). При пуску навантаження в 1,4 рази більше за номінальне. Редуктор виготовлений в окремому закритому корпусі.

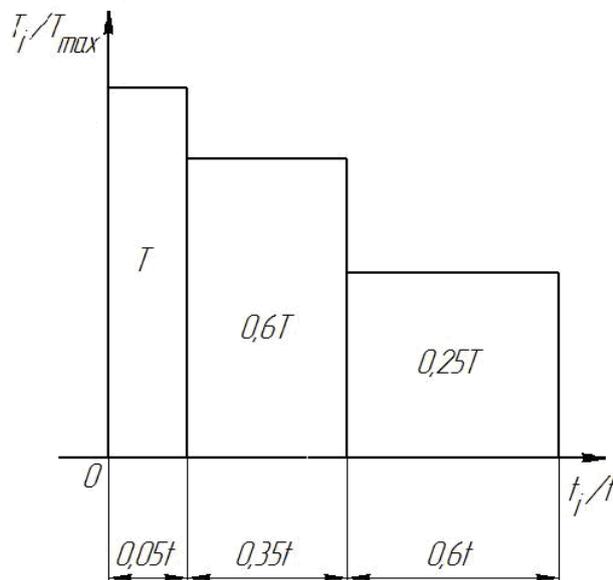


Рис.3.4. Графік змінного навантаження

Розрахунок:

1. Визначити передаточне відношення

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 46

$$u = \frac{n_{ex.0}}{n_{ex.диф}} = \frac{960}{223} = 4,3$$

2. Вибрати матеріал зубчастих коліс

Відповідно до навантаження, яке буде діяти та даних редуктора прототипу обирають матеріал для вала-шестерні – сталь 20ХГНМ, для зубчастого колеса – сталь 30ХГТ. Термообробка нітроцементация. за рекомендаціями:

- для вал-шестерні – твердість поверхні 59...65 HRC, $\sigma_T = 930$ МПа;
- для колеса – твердість поверхні 57...63 HRC, $\sigma_T = 685$ МПа.

3. Визначити еквівалентне число циклів роботи зубчастих коліс редуктора

3.1. Число циклів зміни контактних напружень за весь період роботи:

$$N_{HE} = 60cn \sum \left(\frac{T_i}{T_{ex.0}} \right)^3 t_i,$$

де $c = 1$ – кількість зачеплень для гепоїдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{ex.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження..

$$N_{HE1} = 60 \cdot 1(1^3 \cdot 960 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^3 \cdot 960 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^3 \cdot 960 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 93,3 \cdot 10^6 \text{ циклів};$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 1(1^3 \cdot 223,3 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^3 \cdot 223,3 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^3 \cdot 223,3 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 14,5 \cdot 10^6 \text{ циклів}.$$

3.2. Число циклів зміни напружень згину за весь період роботи:

$$N_{FE} = 60cn \sum \left(\frac{T_i}{T_{ex.0}} \right)^m t_i,$$

де $c = 1$ – кількість зачеплень для гепоїдної передачі;

n – кількість обертів колеса, що розглядається;

T_i – порядковий момент на циклограмі навантаження;

$T_{ex.0}$ – найбільший момент із довгодіючих на циклограмі навантаження;

t_1 – кількість годин, на протязі яких діє навантаження;

$m = 9$ при термообробці загартовуванні та нітроцементация;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 47

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 960(1^9 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^9 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^9 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 37 \cdot 10^6 \text{циклів};$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 223,3(1^9 \cdot 0,05 \cdot 12000 + 0,6^9 \cdot 0,35 \cdot 12000 + 0,25^9 \cdot 0,6 \cdot 12000) = 8,6 \cdot 10^6 \text{циклів}.$$

3.3. Розрахувати коефіцієнти довговічності

- контактний коефіцієнт довговічності при дії контактних напружень:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HEi}}},$$

де N_{H0} – число циклів зміни напружень, що відповідає границі витривалості.

Згідно [23, табл. 3.3], при середній твердості поверхні зубів 60 HRC – $N_{H0} = 143 \cdot 10^6$ циклів

N_{HEi} – число циклів зміни напружень за весь період роботи колеса, що розглядається.

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{93,3 \cdot 10^6}} = 1,07;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{143 \cdot 10^6}{14,5 \cdot 10^6}} = 1,46;$$

Значення K_{HL} може набувати значень $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$ тому взяти розраховані значення коефіцієнту довговічності.

- Коефіцієнт довговічності при дії напружень згину

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{FO}}{N_{FEi}}},$$

де $m = 9$ – при загартовуванні та нітроцементзації;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклів – число циклів зміни напружень для всіх сталей, що відповідає границі витривалості;

N_{FEi} – число циклів зміни напружень за весь термін служби

$$K_{FE1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{37 \cdot 10^6}} = 0,78$$

$$K_{FE2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,6 \cdot 10^6}} = 0,92$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 48

При твердості $H > 350$ НВ $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$. Оскільки $N_{FE} > N_{F0}$, взяти $K_{FL} = 1$ для обох коліс.

4. Визначити допустимі напруження

4.1. Допустимі контактні напруження за [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{H0} = 23HRC_{сер.пов.}$$

$$[\sigma]_{H01} = 23 \cdot 62 = 1426 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H02} = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа}$$

4.2. Допустимі напруження згину [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{F01} = [\sigma]_{F02} = 1000 \text{ МПа};$$

4.3. Допустимі контактні напруження із врахуванням коефіцієнту запасу:

$$[\sigma]_H = K_{HL}[\sigma]_{H0};$$

$$[\sigma]_{H1} = 1,07 \cdot 1426 = 1525,82 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = 1,46 \cdot 1380 = 2014,8 \text{ МПа};$$

4.4. Допустимі напруження згину з урахуванням коефіцієнту запасу:

$$[\sigma]_F = K_{FL}[\sigma]_{F0}$$

$$[\sigma]_{F1} = 1000 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = 1000 \text{ МПа};$$

Максимальні допустимі контактні напруження згідно [16, табл.8.9]:

$$[\sigma]_{Hmax};$$

$$[\sigma]_{Hmax1} = 40 \cdot 62 = 2480 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{Hmax2} = 40 \cdot 60 = 2400 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F1} = [\sigma]_{F2} = 1520 \text{ МПа};$$

5. Проектний розрахунок конічної зубчастої передачі

5.1. Оптимальне значення коефіцієнта гіпоїдного

зміщення за умови рівності величини повздовжнього та профільного ковзання у зачепленні за даними [27, рис. 24]: $K_E = 0,19$;

5.2 Коефіцієнт збільшення розмірів шестерні згідно [27, рис. 7]:

$K = 1,18$ – за умови рівності повздовжнього та профільного ковзання;

5.3. Враховуючи дані та рекомендації [27, с. 16], взяти кут нахилу зуба колеса в середньому перерізі $\beta_2 = 35^\circ$;

5.4. Кут нахилу зуба шестерні у середньому перерізі

$$K = \frac{\cos \beta_1}{\cos \beta_2} \text{ тоді } \beta_1 = \arccos \left(\frac{\cos \beta_2}{K} \right) = \arccos \left(\frac{\cos 35^\circ}{1,18} \right) = 46^\circ$$

5.5. Визначити кути ділільних конусів [16, формула (8.36)]:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 49

$$tg\delta_2 = \text{штоді } \delta_2 = \arctgu = \arctg4,3 = 76^\circ 55';$$

де $\Sigma = 90^\circ$ – кут перехрещення осей передач;

5.6. Середній коловий модуль шестерні з умови втомної міцності за напруженнями згину по [28, с. 191]:

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2T_{ex.0} \cos \beta_1 K_F Y_{F1} Y_\beta}{0,85[\sigma]_{F1} \cdot \psi_{bd} \cdot z_1^2}},$$

де K_F – коефіцієнт навантаження при розрахунках за напруженнями згину;

Y_{F1} – коефіцієнт форми зуба;

Y_β – коефіцієнт нахилу зубів шестерні;

0,85 – коефіцієнт, який характеризує знижену навантажувальну здатність конічної пори порівняно з циліндричною при розрахунку на міцність при згині;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішнього ділильного діаметра;

$z_1 = 10$ – число зубів шестерні.

$$K_F = K_{F\beta} K_{Fv};$$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1,5 = 1 + 0,36 \cdot 1,54;$$

$K_{H\beta} = 1,36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунку на контактну втому. Згідно [16, рис. 8.33 б], при консольному розташуванні шестерні та значенні відношення $K_{be}u/(2 - K_{be}) = 0,7145$, де $K_{be} = 0,285$ – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані.

$K_{Fv} = 1$ динамічний коефіцієнт [16, табл. 8.3] при значенні 8-ї степені точності

та орієнтовній коловій швидкості по [17, формула 4.37]:

$$v'_m = \frac{n_{ex.0}}{10^3 \cdot c_v} \sqrt[3]{\frac{T_{ex.0}}{u_0^2}} = \frac{960}{10^3 \cdot 13,25} \sqrt[3]{\frac{332,5 \cdot 10^3}{4,3^2}} = 1,9 \text{ м/с},$$

де $c_v = 13,5$ – за [17, табл. 4.9] для конічної передачі з круговими зубами при термообробці нітроцементациї. $K_F = 1,54 \cdot 1 = 1,54$;

$\psi_{F1} = 3,64 K_{F\beta} K_{Fv}$ відповідно ГОСТ 21354-75 при значеннях коефіцієнта зміщення:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 50

$$x_1 = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_1}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{4,3^2}\right) \sqrt{\frac{\cos^3 46^\circ}{10}} = 0,17$$

та еквівалентному числу зубів шестерні для передачі з круговими зубами:

$$z_{v1} = \frac{z}{\cos \delta_1 \cos \beta_1} = \frac{10}{\cos 13^\circ 5' \cos 46^\circ} = 30,63;$$

За даними [5, с. 103] $Y_\beta = 1 - \frac{\beta_1}{140} = 1 - \frac{46^\circ}{140} = 0,671$, при значеннях $\beta \geq 42^\circ$

коефіцієнт нахилу зубів $Y_\beta = 0,7$;

$\psi_{bd} = 0,45 \dots 0,55$ згідно [16, табл. 8.4,] при консольному розміщенні одного з коліс та при твердості обох коліс $HV \geq 350$. Взяти максимальне значення $\psi_{bd} = 0,55$, так як $u > 3$;

$$m'_{tm1} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 332,5 \cdot 10^3 \cos 46^\circ 1,54 \cdot 3,64 \cdot 0,7}{0,85 \cdot 920 \cdot 0,55 \cdot 10^2}} = 3,48 \text{ мм}$$

5.7. Для передачі з круговим зубом приймається нормальний модуль:

$$m'_{nm} = m'_{tm1} \cos \beta_1 = 3,48 \cdot \cos 46^\circ = 2,42 \text{ мм}$$

Остаточню взяти $m_{nm} = 3 \text{ мм}$.

5.8. Зовнішні колові модулі:

$$m'_{te1} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_1} = \frac{3}{(1 - 0,5 \cdot 0,285) \cos 46^\circ} = 5,04 \text{ мм};$$

$$m'_{te2} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_2} = \frac{3}{(1 - 0,5 \cdot 0,285) \cos 35^\circ} = 4,27 \text{ мм};$$

5.9. Визначити фактичні середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = \frac{m_{nm} z_1}{\cos \beta_1} = \frac{3 \cdot 10}{\cos 46^\circ} = 43,19 \text{ мм}$$

$$d_{m2} = \frac{m_{nm} z_2}{\cos \beta_2} = \frac{3 \cdot 43}{\cos 35^\circ} = 157,48 \text{ мм}$$

5.10. Розрахувати середні колові модулі:

$$m_{tm1} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{43,19}{10} = 4,319 \text{ мм};$$

$$m_{tm2} = \frac{d_{m2}}{z_2} = \frac{157,48}{48} = 3,28 \text{ мм}$$

5.11. Зовнішні ділильні діаметри за даними [16]:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 51

$$d_{e1} = \frac{d_{m1}}{1-0,5K_{be}} = \frac{43,19}{1-0,5 \cdot 0,285} = 50,37 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = \frac{u_0 \cdot d_{e1}}{k} = \frac{4,3 \cdot 50,37}{1,18} = 188,55 \text{ мм};$$

5.12. Визначити гіпоїдне зміщення:

$$E = \frac{K_e d_{m2}}{2} = \frac{0,19 \cdot 157,48}{2} = 14,96 \text{ мм};$$

$$E \frac{(m_{te1} + m_{te2})}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \frac{5,04 + 4,27}{2} \sqrt{10^2 + 43^2} \text{ мм} \quad \text{max}$$

Значення гепоїдного зміщення беремо $E = 30$ мм.

5.13. Фактичне значення коефіцієнта гепоїдного зміщення:

$$K_e = 2 \frac{E}{d_{m2}} = 2 \frac{30}{157,48} = 0,38$$

6. Розрахувати величин, що визначають взаємне положення зубчастих коліс згідно [27, табл. 2]

6.1. Кути ділительних конусів: $\delta_1 = 13^\circ 5'$; $\delta_2 = 76^\circ 55'$

6.2. Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю колеса:

$$\theta_2 = \arctg \frac{E}{\frac{d_{m2} \cos \delta_1}{z \cos \delta_2} + \frac{d_{m1}}{2}} = \arctg \frac{30}{\frac{157,48 \cos 13^\circ 5'}{2 \cos 76^\circ 55'} + \frac{43,19}{2}} = 4^\circ 46'$$

6.3. Знайти кут між проекцією спільної нормалі і віссю шестерні:

$$\theta_1 = \arcsin \left(\operatorname{tg} \theta_2 \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2} \right) = \arcsin \left(4^\circ 46' \frac{\cos 13^\circ 5'}{\cos 76^\circ 55'} \right) = 20^\circ 59';$$

6.4. Довжина твірної ділительного конуса шестерні:

$$L_1 = \frac{d_{m1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{43,19}{2 \sin 13^\circ 5'} = 95,35 \text{ мм};$$

6.5. Довжина твірної ділительного конуса колеса:

$$L_2 = \frac{d_{m2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{157,48}{2 \sin 76^\circ 55'} = 80,84 \text{ мм}$$

6.6. Перевірити значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

$$K' = \frac{L_1}{L_2} = \frac{95,35}{80,84} = 1,1795$$

6.7. Перевірити відхилення від заданого значення коефіцієнта збільшення розмірів шестерні:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 52

$$\Delta = \frac{K' - K}{K} 100 \% = \frac{1,1795 - 1,18}{1,18} 100\% = 0,04 \%;$$

6.8. Визначити зовнішні конусні відстані:

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{5,04 \cdot 95,35}{4,32} = 111,24 \text{ мм};$$

$$R_{e1} = \frac{m_{te1} L_1}{m_{tm1}} = \frac{4,27 \cdot 80,84}{3,66} = 94,31 \text{ мм}$$

6.9. Визначити ширину вінця:

$$b'_1 = K_{be} R_{e1} = ,0285 \cdot 111,24 = 31,7 \text{ мм};$$

$$b'_2 = K_{be} R_{e2} = ,0285 \cdot 94,31 = 28,88 \text{ мм}$$

Взяти значення: $b_1 = 32 \text{ мм}$; $b_2 = 29 \text{ мм}$.

6.10. Відстань площини середнього ділильного діаметра колеса до осі шестерні:

$$C_2 = \frac{1}{\sin \Sigma} \left(\frac{d_{m1}}{2} \cos \theta_2 + \frac{d_{m2}}{2} \cos \theta_1 \cos \Sigma \right) =,$$

$$= \frac{1}{\sin 90^\circ} \left(\frac{43,19}{2} \cos 4^\circ 46' + \frac{157,48}{2} \cos 20^\circ 59' \cos 90^\circ \right) = 21,52 \text{ мм}$$

6.11. Відстань площини середнього діаметра шестерні від осі колеса:

$$C_1 = C_2 \cos \Sigma + \frac{d_2 \cos \theta_2}{2 \sin \Sigma} = 21,52 \cos 90^\circ + \frac{157,48 \cos 20^\circ 59'}{2 \sin 90^\circ} = 73,52 \text{ мм};$$

6.12. Орієнтовне значення коефіцієнта несиметричності:

$$C'_E = C_2 1,1 K_e \frac{\text{tg} \delta_2}{\cos \beta_1} = 1,1 \cdot 0,19 \frac{\text{tg} 13^\circ 5'}{\cos 46^\circ} = 0,0696,$$

згідно значення C'_E обираємо наступні параметри:

6.13. Середній кут зачеплення: $\alpha_{cp} = 20^\circ$;

6.14. Відхилення кутів зачеплення на протилежних сторонах зубів колеса і шестерні $\Delta \alpha_m = 2^\circ 30'$.

7. Розрахувати зусилля в зачепленні згідно [27, табл. 4]

7.1. Колова сила:

$$F_{t1} = \frac{2T_{ex.0}}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 332 \cdot 5 \cdot 10^3}{43,19} = 15397,08 \text{ Н};$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 53

$$F_{t2} = \frac{2T_{ex.диф}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 1386,7 \cdot 10^3}{157,48} = 17611,13 \text{ Н};$$

7.2. Радіальна сила:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}(tg\alpha_{cp} \cos \delta_1 - \sin \beta_1 \sin \delta_1)}{\cos \beta_1} = \frac{15397,08(tg20^\circ \cos 13^\circ 5' - \sin 46^\circ \sin 13^\circ 5')}{\cos 46^\circ} = 4221,82 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}(tg\alpha_{cp} \cos \delta_2 + \sin \beta_2 \sin \delta_2)}{\cos \beta_2} = \frac{17611,13(tg20^\circ \sin 76^\circ 55' + \sin 35^\circ \sin 76^\circ 55')}{\cos 35^\circ} = 19852,83 \text{ Н};$$

7.3. Осьова сила:

$$F_{a1} = \frac{F_{t1}(tg\alpha_{cp} \sin \delta_1 + \sin \beta_1 \cos \delta_1)}{\cos \beta_1} = \frac{15397,08(tg20^\circ \sin 13^\circ 5' + \sin 46^\circ \cos 13^\circ 5')}{\cos 46^\circ} = 12050,44 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = \frac{F_{t2}(tg\alpha_{cp} \sin \delta_2 - \sin \beta_2 \cos \delta_2)}{\cos \beta_2} = \frac{17611,13(tg20^\circ \sin 56^\circ 55' - \sin 35^\circ \cos 76^\circ 55')}{\cos 46^\circ} = 4857,37 \text{ Н};$$

8. Перевірний розрахунок передачі на контактну втому за ГОСТ 21354-87

Розрахунок будемо провести для зубчастого колеса, оскільки з пари зачеплення воно є більш навантажене.

8.1. Колова швидкість:

$$v_2 = \frac{\pi d_{m2} n}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi 157,48 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 2,17 \text{ м/с};$$

8.2. Визначити контактні напруження:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t2} K_H \beta K_{H\alpha} K_{H\beta} \sqrt{u_0^2 + 1}}{\theta_H d_{m2} b_2 u_0}};$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу зубчастих коліс :

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_{np}}{2\pi(1-\mu^2)}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{2\pi(1-0,3^2)}} = 191,69;$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 54

для сталевих зубчастих коліс: $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu = 0,3$;

$Z_H = 2,13$ – коефіцієнт, що враховує форму спряження поверхні зубів, для коліс з круговими зубами при $\alpha_{cp} = 20^\circ$ та $\beta_2 = 35^\circ$;

Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній:

$$Z_\varepsilon \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{0,82}} = 1,1,$$

де $\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta_2 = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{10} + \frac{1}{43} \right) \right] \cos 46^\circ = 0,82$

$K_{H\beta} = 1,36$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині зуба;

K_{Hv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{W_{Hv} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{169 \cdot 30}{17611,13} = 1,$$

де W_{Hv} – динамічна надбавка:

$$W_{Hv} = \delta_H g_0 v_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_o + 1}{u_o}} = 0,01 \cdot 5,6 \cdot 2,17 \sqrt{157,48 \frac{4,3 + 1}{4,3}} = 1,69,$$

де $\delta_H = 0,01$ – коефіцієнт, що враховує вплив виду зубчастої передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса;

$g_0 = 5,6$ – коефіцієнт, що враховує вплив кроків зачеплення, при модулі до 3,55 та 8 степені точності;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами. Для конічних коліс з круговими зубами $K_{H\alpha} = 1$;

θ_H – коефіцієнт виду конічних передач, який залежить від передаточного числа і припрацювання зубів. При твердості H_1 та $H_2 \geq 44\text{HRC}$:

$$\theta_H = 0,81 + 1,15u_o = 0,81 + 0,15 + 4,3 = 1,455;$$

$$\sigma_H = 191,69 \cdot 2,13 \cdot 1,1 \sqrt{\frac{17611,13 \cdot 1,36 \cdot 1 \cdot 1 \sqrt{4,3^2 + 1}}{1,455 \cdot 157,48 \cdot 30 \cdot 4,3}} = 849,47 \text{ МПа}$$

$$< [\sigma]_{H2} = 1987 \text{ МПа.}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 55

9. Перевірний розрахунок на опір втомі зубів при згині за ГОСТ 21354-87 [26],

9.1. Напруження в небезпечній точці при згині зуба:

$$\sigma_{F2} = 2T_{\text{вх.диф}} Y_{F2} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha} \frac{K_A}{\theta_F d_{m2} b_2 m_{nm}},$$

Де $Y_{F2} = 3,58$ по [16], при $z_{v1} = 231,6$ та $x_2 = 0,17$;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній. При консольному розміщенні шестерні та твердості коліс $HV > 350$, $K_{F\beta} = 1,54$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує внутрішню динаміку навантаження:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{W_{Fv} b_2}{F_{t2}} = 1 + \frac{1,86 \cdot 30}{17611,13} = 1, ;$$

де W_{Hv} – питома колова динамічна сила:

$$W_{Hv} = \delta_F g_0 v_2 \sqrt{d_{m2} \frac{u_0 + 1}{u_0}} = 0,11 \cdot 5,6 \cdot 2,17 \sqrt{157,48 \frac{4,3 + 1}{4,3}} = 1,86$$

де δ_F – коефіцієнт, що враховує вплив типу зубчастієї передачі і модифікації профілю головки зубчастого колеса, $\delta_F = 0,011$ – із модифікацією зуба;

$K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами, $K_{F\alpha} = 1$ – для конічних коліс з круговим зубом;

K_A – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження;

θ_F – коефіцієнт виду конічних передач:

$$\theta_F = 0,65 + 0,11u_0 = 0,65 + 0,11 \cdot 4,3 = 1,123;$$

$$\theta_{F2} = 2 \cdot 1386,7 \cdot 10^3 \cdot 3,58 \cdot 1,54 \cdot 1 \cdot 1 \frac{1}{1,123 \cdot 157,48 \cdot 30 \cdot 3} =$$

$$= 976,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{R2} = 1000 \text{ МПа}.$$

10. Перевірний розрахунок на міцність зубчастих коліс при дії пікових навантажень

10.1. Контактні напруження при дії пікового моменту:

$$\sigma_{H \text{ max}} = \sigma_H \sqrt{K_D} = 849,47 \cdot \sqrt{1,4} = 1005,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \text{ max}} = 2480 \text{ МПа} ;$$

10.2. Максимальне напруження в небезпечній точці при згині зуба під дією пікового моменту:

$$\sigma_{F \text{ max}} = \sigma_F K_D = 976,8 \cdot 1,4 = 1367,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F \text{ max}} = 1520 \text{ МПа} .$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 56

Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунку міцності гіпоїдної передачі представлені на рис. 3.5.

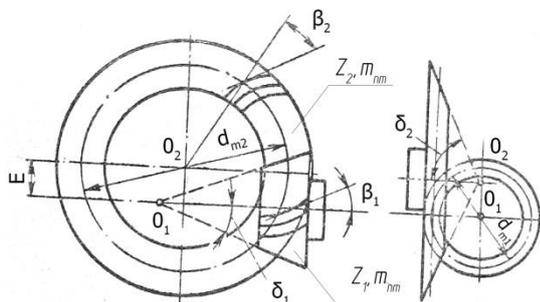


Рис. 3.5. Основні параметри й розміри, отримані в результаті розрахунків міцності гіпоїдних передач

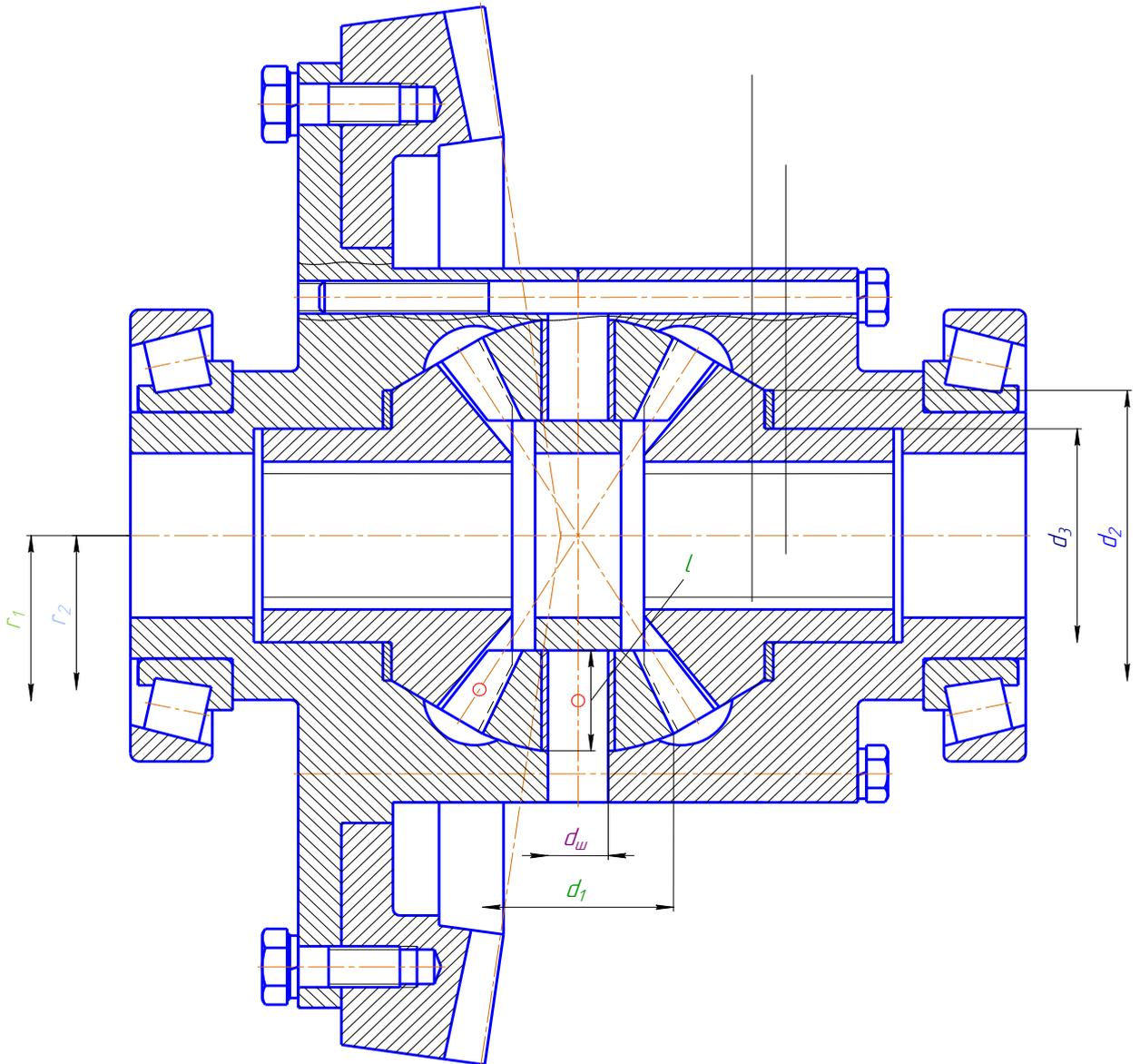
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 57

Практична робота № 10

Тема: Розрахунок диференціалу.

Диференціал. Проектний розрахунок.

Берем симетричний міжколісний диференціал автомобіля по схемі, рис.:



Розрахунковий крутний момент дорівнює моменту на веденому колесі головної передачі:

$$T_p = 4017 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Матеріал і допустимі напруження для сателітів та півосьових шестерень ті ж, що й для зубчастих коліс головної передачі – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементация;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 58

– допустиме статичне напруження згину:

$$[\sigma]_{FCT} = [\sigma]_{Fmax} = 1794 \text{ МПа.}$$

Приймаємо:

$k_\sigma = 0,1$ – коефіцієнт блокування;

$n_c = 2$ – число сателітів;

$Z_1 = 11, Z_2 = 18$ – числа зубів по [6], стр.200;

– внутрішнє передаточне число:

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{18}{11} = 1,636.$$

Перевірка умови складання по [14], стр.151:

$$\frac{2 \cdot Z_2}{n_c} = k,$$

де k – ціле число $\Rightarrow 2 \cdot \frac{18}{2} = 18$ – умова виконується

Кути ділительних конусів:

$$\delta_2 = \arctg\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) = \arctg\left(\frac{18}{11}\right) = 58,560;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 58,56^\circ = 31,44^\circ;$$

– еквівалентне число зубів сателітів:

$$Z_{vmin} = Z_{v1} = Z_1 \cdot \cos\delta_1 = 11 \cdot \cos 31,44^\circ = 12,89 < 17 \Rightarrow$$

– умова непідрізання не виконана;

– передачу робимо зі зміщенням;

$Y_{F1} = 3,78$ – коефіцієнт форми зуба по [5], стр.147, рис.8.20 при коефіцієнті зміщення:

$$x_1 = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{Z_1}} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,636^2}\right) \cdot \sqrt{\frac{1}{11}} = 0,378.$$

$K_{F\alpha} = 1$ – коефіцієнт розподілу навантаження по [3], стр.297;

$\psi_{be} = 0,33$ – коефіцієнт ширини вінця відносно зовнішньої конусної відстані по [6], стр.190;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 59

$$\frac{\psi_{be} \cdot u}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,33 \cdot 1,636}{2 - 0,33} = 0,323$$

– по значенню цього виразу знаходимо:

$K_{F\beta}=1,08$ –коефіцієнт враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінців при розрахунках на згин по [3],стр.321, рис.24.5.

$K_{Fv}=1,0$ –динамічний коефіцієнт по [6], стр.199 для розрахунку на статичну міцність;

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,08 \cdot 1 = 1,08$$

–коефіцієнт режиму навантаження;

$K_d=1,9$ –коефіцієнт динамічності; –коефіцієнт ширини вінця відносно середнього ділильного діаметра:

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{be} \cdot \sqrt{u^2 + 1}}{2 - \psi_{be}} = \frac{0,33 \cdot \sqrt{1,636^2 + 1}}{2 - 0,33} = 0,379, [6], \text{стр. 191.}$$

Середній коловий модуль зубчастих коліс диференціала з урахуванням того ,що кожен сателіт передає навантаження через 2 зуба по [6],стр.199:

$$m'_{tm} = \sqrt[3]{\frac{T_p \cdot 10^3 \cdot (1 + k_\sigma) \cdot Y_{F1} \cdot K_F \cdot K_d}{0,85 \cdot [\sigma]_{FCT} \cdot n_c \cdot \psi_{bd} \cdot Z_1^2}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{7192 \cdot 10^3 \cdot (1 + 0,1) \cdot 3,78 \cdot 1,08 \cdot 1,4}{0,85 \cdot 1794 \cdot 2 \cdot 0,379 \cdot 11^2}} = 6,86\text{мм};$$

–зовнішній модуль:

$$m'_e = \frac{m'_{tm}}{1 - 0,5 \cdot \psi_{be}} = \frac{6,86}{1 + 0,5 \cdot 0,33} = 5,89\text{мм} \Rightarrow$$

враховуючи, що при конструюванні диференціала розміри та маса мають вирішальне значення, а також те, що округлення модуля кінчних передач до стандартного значення можна не проводити, берем:

$$m_e = 5,89 \text{ мм};$$

–фактичне значення середнього модуля:

$$m_{tm} = m_e \cdot (1 - 0,5 \cdot \psi_{be}) = 5,89 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,33) = 4,92\text{мм.}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 60

Основні геометричні параметри зубчастих коліс. Зовнішні ділильні діаметри:

$$d_{e1} = m_e \cdot Z_1 = 5,89 \cdot 11 = 64,79 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_e \cdot Z_2 = 5,89 \cdot 18 = 106,02 \text{ мм};$$

– зовнішня конусна відстань:

$$R_e = 0,5 \cdot m_e \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 5,89 \cdot \sqrt{11^2 + 18^2} = 62,12 \text{ мм};$$

– ширина вінців:

$$b = \psi_{be} \cdot R_e = 0,33 \cdot 62,12 = 20,5 \text{ мм} \Rightarrow \text{приймаємо } b = 21 \text{ мм};$$

– середні ділильні діаметри:

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot Z_1 = 4,92 \cdot 11 = 54,12 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot Z_2 = 4,92 \cdot 18 = 88,56 \text{ мм};$$

– зовнішня висота зуба:

$$h_e = 2,2 \cdot m_e = 2,2 \cdot 5,89 = 12,958 \text{ мм};$$

– зовнішня висота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e = 5,89 \text{ мм};$$

– зовнішня висота ніжки зуба:

$$h_{fe} = 1,2 \cdot m_e = 1,2 \cdot 5,89 = 7,068 \text{ мм};$$

– зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 64,79 + 2 \cdot 5,89 \cdot \cos 31,440 = 74,84 \text{ мм};$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 106,02 + 2 \cdot 5,89 \cdot \cos 58,560 = 112,16 \text{ мм};$$

– зовнішні діаметри впадин зубців:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 64,79 - 2,4 \cdot 5,89 \cdot \cos 31,440 = 52,73 \text{ мм};$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 106,02 - 2,4 \cdot 5,89 \cdot \cos 58,560 = 98,65 \text{ мм}.$$

Діаметр шипа хрестовини по [1], стр.254:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{T_p \cdot K_{H\beta}}{n_c \cdot r_{cp} \cdot \sigma_q}} = \sqrt{\frac{7192 \cdot 10^3 \cdot 1,15}{2 \cdot 44,28 \cdot 80}} = 34,16 \text{ мм} \Rightarrow$$

відповідно ряду Ra40 берем $d_{ш} = 35 \text{ мм}$;

де: r_{cp} – відстань від центра хрестовини до середини сателіта;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 61

$$r_{cp} = r_2 = \frac{d_{m2}}{2} = \frac{88.56}{2} = 44,28\text{мм}$$

$\sigma_q = 80\text{МПа}$ —допустима напруга змінання для легкових автомобілів;

$K_{H\beta} = 1,15$ —коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між сателітами.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 62

Практична робота № 11

Тема: Розрахунок черв'ячної передачі.

Приклад. Розрахунок параметрів закритої циліндричної черв'ячної передачі редуктора.

Початкові дані: задані параметри, що взяті з технічного завдання (Додаток Д) на проектування приводу.

Розрахувати передачу з архімедовим черв'яком з моментом на виході $T_2 = 900$ Нм, частота обертання на виході $n_2 = 50$ об/хв, передаточне число $u = 20$, термін роботи передачі $t = 15000$ год. Режим навантаження – середній-нормальний (СН). При пуску навантаження в 1,6 раза більше за номінальне.

Розрахунок:

1. Взяти матеріал для черв'яка – Сталь 40Х з поліпшенням і загартуванням в ТВЧ, НРС 45...50, згідно [24, табл. 2.1];

Щоб вибрати матеріал для колеса, знайти швидкість ковзання:

$$v_s = 4,3\omega_2 u^3 \sqrt{T_2} / 10^3 = 4,3 \cdot 5,2 \cdot 20 \cdot \sqrt[3]{900} / 10^3 = 4,32, \text{ м/с}$$

Для колеса взяти бронзу Бр.АЖН10-4-4, що має механічні характеристики:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 200 \text{ МПа};$$

2 Визначити допустимі контактні напруження.

Характеристики вибраної бронза відповідають матеріалам II групи:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} - 25v_s$$

$$[\sigma]_{H0} = 300, [24, \text{ с. 28}];$$

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,32 = 192, \text{ МПа.}$$

Визначити допустиме граничне контактне напруження згідно [25 табл. 28. 4]

$$[\sigma]_{T_{Hmax}}, \text{ МПа}$$

Визначити допустимі напруження при згині:

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0};$$

$$[\sigma]_{F0} = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B = 0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 600 = 50 + 48 = 98, \text{ МПа};$$

Коефіцієнт довговічності згідно [19, формула (1.67)]

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 63

$$K_{FL} = \sqrt[9]{N_{F0}/N_{FE}};$$

$$N_{F0} = 4 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE},$$

згідно [19, формула (1.62)]

$$N = 60 \cdot n \cdot t \cdot c = 60 \cdot 50 \cdot 15000 = 4,5 \cdot 10^7,$$

згідно [19, формула (1.58)]

$$K_{FE} = 0,04, \text{ згідно [19, табл. 1.6].}$$

$$N_{FE} = N \cdot K_{FE} = 4,5 \cdot 10^7 \cdot 0,04 = 1,8 \cdot 10^6;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{4 \cdot 10^6 / 1,8 \cdot 10^6} = 1,09;$$

$$[\sigma]_F = 1,09 \cdot 98 = 107, \text{ МПа};$$

Допустиме граничне напруження [25, табл.28. 4]

$$[\sigma]_T, \text{ МПа}_{Fmax}$$

3. Визначити міжосьову відстань передачі:

$$a = 6100 \cdot \sqrt[3]{T_2 / [\sigma]_H^2} = 6100 \cdot \sqrt[3]{900 / (192 \cdot 10^6)^2} = 0,177, \text{ м},$$

взяти 200 мм, згідно [24, с. 28].

4. Вибрати основні параметри передачі:

- число витків черв'яка $z_1 = 2$, згідно [24, с. 28].
- число зубів колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 20 = 40$.

Попередні значення модуля:

- модуль передачі

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_\omega}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \frac{200}{40} = 7,5 \dots 8,65, \text{ мм.}$$

Ближче стандартне значення $m = 8$ мм, за даними [24, табл. 2.11].

Знайти коефіцієнт діаметра черв'яка:

- відносний коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = \frac{2a_\omega}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 200}{8} - 40 = 10;$$

- мінімальне допустиме значення

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 64

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 40 = 8,48,$$

згідно [24, табл. 2.11] q_{\min} взяти рівним 10.

Знайти коефіцієнт зміщення:

$$x = (a_w/m) - 0,5(z_2 = q) = (200/8) - 0,5(40 + 10) = 0.$$

Визначити дійсне передаточне число.

$$u_d = z_2 / z_1 = 40 / 2 = 20.$$

Визначити відхилення Δu передаточного числа від заданого

$$\Delta u = \frac{|u_d - u| \cdot 100}{u} = \frac{|20 - 20| \cdot 100}{20} = 0 < 4, \%$$

5. Визначити геометричні розміри черв'яка і колеса.

- ділительний діаметр черв'яка

$$d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80, \text{ мм};$$

- діаметр вершин витків:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96, \text{ мм};$$

- діаметр западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 80 - 2,4 \cdot 8 = 60,8, \text{ мм};$$

- довжина нарізної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 8 = 107,2, \text{ мм};$$

оскільки твердість матеріалу $\geq 45\text{HRC}$, то для виходу шліфувального круга при нарізанні зубів b_1 збільшують модуль передачі утричі.

$$b_1 = 107,2 + 3 \cdot 8 = 107,2 + 24 = 131,2 \text{ мм}$$

- діаметр ділительного кола колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m = 320 + (1 + 0) \cdot 8 = 328, \text{ мм};$$

- діаметр колових кіл вершин зубів колеса

$$d_2 = z_2 \cdot m = 40 \cdot 8 = 320, \text{ мм};$$

- найбільший діаметр колеса

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2) = 328 + 6 \cdot 8 / (40 + 2) = 329,14, \text{ мм};$$

- діаметр западин

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 65

$$d_{f2} \leq d_2 + 2m \cdot (1,2 - x) = 320 - 16 = 304, \text{ мм};$$

- ширина вінця

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 96 = 72, \text{ мм}.$$

6. Виконати перевірний розрахунок на міцність.

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = 4,160 / \cos 11^\circ 19' = 4,24 \text{ м/с},$$

Згідно [24, табл. 2.12] визначити кут підйому лінії витка черв'яка $\gamma = 11^\circ 19'$.

- Колова швидкість на черв'яку:

$$v_1 = 0,5 \cdot 104 \cdot 80 = 4,2, \text{ м/с}$$

- Уточнити допустимі напруження::

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot 4,24 = 194, \text{ МПа}$$

7. Визначити розрахункове напруження:

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{KT_2}{d_1}} \leq [\sigma_H];$$

$$\sigma_H = \frac{4,8 \cdot 10^5}{d_2} \sqrt{\frac{1 \cdot 900}{0,08}} = 159, \text{ МПа} \leq 194, \text{ МПа},$$

що менше допустимого.

Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність при дії максимального навантаження [25, формула (28. 40)].

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{T_{2 \max} / T_{2H}} \leq [\sigma]_{H \max}$$

$$\sigma_{H \max} = 159 \sqrt{1,6} = 201 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{H \max} = 400, \text{ МПа}$$

8. Визначити ККД передачі:

$$\eta = \text{tg} \gamma / \text{tg}(\gamma + \rho) = \text{tg} 11^\circ 19' / \text{tg}(11^\circ 19' + 1^\circ 20') = 0,9.$$

9. Сили в зачепленні

- колові сили:

$$F_{t1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_1}{d_1} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{52,9}{80} = 1322,5, \text{ Н};$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 66

$$F_{t2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{T_2}{d_2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{900}{320} = 5325, \text{ Н};$$

де $T_1 = T_2 / (u \cdot \eta) = 900 / 20 \cdot 0,85 = 52,9, \text{ Нм};$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} z_1 / q \pi \eta = 5625 \cdot 2 / 10,09 = 1322,5, \text{ Н};$$

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 900 / 0,32 = 5625, \text{ Н};$$

- радіальні сили:

$$F_{r2} = 0,364 \cdot 6,364 \cdot 5625 = 2047,5, \text{ Н}.$$

$$F_{r1} = F_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ / \operatorname{tg} 11,3^\circ = 2408,9, \text{ Н};$$

$$F_{r2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 5625 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2047,3, \text{ Н};$$

- осьові сили:

$$F_{r1} = F_{r1} \operatorname{tg} \gamma = 1322,5 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 6618,5, \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{r2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 5625 \cdot \operatorname{tg} 11,3^\circ = 1124, \text{ Н};$$

де $\alpha = 20^\circ$.

10. Визначити розрахункове напруження згину:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma = 40 / \cos^3 11,19 = 42,3;$$

$$Y_F = 1,55;$$

$$v_2 = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_2 = 0,5 \cdot 5,2 \cdot 0,32 = 0,83; \text{ м/с}$$

$$K = 1.$$

$$\sigma_F = \frac{0,7 Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{m b_2} = \frac{0,7 \cdot 1,55 \cdot 1 \cdot 5625}{8 \cdot 0,072} = 105, \text{ МПа};$$

менше від 106,8 МПа.

Перевірити міцність зубів при згині максимальним навантаженням [25, формула (28.42)].

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F (T_{2 \max} / T_{2F}) \leq [\sigma]_{F \max}$$

$$\sigma_{F \max} = 105,9 \cdot (1,6) = 169,4, \text{ МПа} \leq [\sigma]_{F \max} = 170, \text{ МПа}$$

11. Перевірити жорсткості черв'яка:

- ступінь точності передачі визначають залежно від швидкості ковзання v_s [1, табл. 6.3.9];

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 67	

Ступінь точності становить 8.

- твердість і термообробка черв'яка [1, табл. 6.3.9];
- прогин черв'яка, мм

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48EJ)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1250^2 + 2047,5^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0075 \leq [f],$$

$$f = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r3}^2 L^3 / (48EJ)} \leq [f]$$

$$f = \sqrt{1322,5^2 + 2408,9^2 \cdot 300^3 / 48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,9 \cdot 10^6} = 0,0086 \leq [f],$$

де F_{t1} , F_{r1} – відповідно колова і радіальна сили [1, п. 7], Н;

$L = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_2 = (0,9 \dots 1,0) \cdot 320 = 300$, мм – відстань між опорами черв'яка;

$E = 2 \cdot 10^5$ – модуль пружності, МПа;

$J = J_f \cdot \varphi = 0,67 \cdot 10^6 \cdot 1,35 = 0,9 \cdot 10^6$ – момент інерції перерізу черв'яка, мм⁴;

$$J_f = \pi \cdot d_{f1}^4 / 64 = \pi \cdot 60,8^4 / 64 = 0,67 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$\varphi = 0,4 + 0,6 \cdot (d_{a1} / d_{f1}) = 0,4 + 0,6 \cdot (96 / 60,8) = 1,35.$$

Допустимий прогин, мм:

$$[f] = (0,005 \dots 0,01) \cdot T = (0,005 \dots 0,01) \cdot 8 = 0,04 \dots 0,08, \text{ мм.}$$

12. Розрахунок теплової потужності передачі

12.1. ККД передачі:

$$\eta_{\text{черв.}} = \text{tg} \gamma \text{ tg} (\gamma + \rho') = \text{tg} 11,3^\circ / \text{tg} (11,3^\circ + 1,43^\circ) = 0,885,$$

де $\rho' = \text{arctg} f' = \text{arctg} 0,025 = 1,43^\circ$ – кут тертя, град.

$f' = 0,025$ – коефіцієнт тертя, [1, табл. 6.3.10].

12.2. Теплова потужність, що виділяється:

$$Q_1 = (1 - \eta) \cdot P_1 = (1 - 0,885) \cdot 5,5 = 0,633, \text{ кВт.}$$

12.3. Теплова потужність, що передається у навколишнє середовище:

$$Q_2 = k_t \cdot (T_p - T_o) \cdot A = 0,028 \cdot (70^\circ - 20^\circ) \cdot 0,8 = 1,12 \text{ кВт,}$$

де $T_o = 20^\circ \text{C}$ – температура навколишнього середовища;

$T_p = (60 \dots 70)^\circ \text{C}$ – внутрішня температура редуктора (масла);

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 68

A – поверхня охолодження редуктора.

Для одноступінчастих редукторів

$$A = 20 \cdot a_w^2 / 10^6 = 20 \cdot 200^2 / 10^6 = 0,8, \text{ м}^2.$$

Для дво- і більше ступінчастих редукторів поверхню охолодження A оцінюють за їхнім компонуванням без урахування площини дна редуктора (розміри $V_{зоб}$, $L_{зоб}$ та H);

$k_t = 0,028$ кВт/(м²·град.) – коефіцієнт теплопередачі при використанні в редукторі вентилятора.

12.4. Якщо $Q_1 \leq Q_2$, то температура редуктора:

$$T = T_o + Q_1 / (k_t \cdot A) = 20^\circ + 0,633 / (0,028 \cdot 0,8) = 48^\circ \text{C} < 70^\circ \text{C}.$$

Розрахункова температура редуктора менша за допустиму

$$T = 48^\circ \text{C} < 70^\circ \text{C}.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 69

Практична робота № 12

Тема: Проектування пасових передач.

Кінематика передачі і ковзання паса. Як вже згадувалося вище, для передачі моменту обертання T_1 за допомогою пасового механізму пас останнього має бути навантажений силою попереднього натягу F_0 (рис. 1.3). Передача корисного навантаження супроводжується перерозподілом зусиль натягу у вітці паса, причому натяг ведучої вітки (на рисунку – зверху) стає F_1 рівним, а веденої F_2 , при цьому сума сил натягу, зрозуміло, залишається постійною:

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (1.1)$$

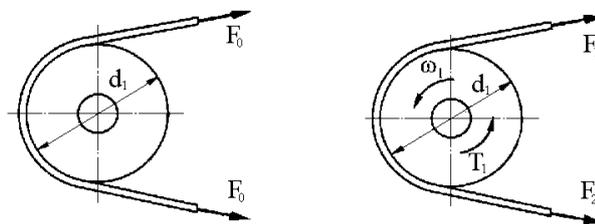


Рис. 1.3. Визначення зусиль у вітках паса

Отже, при вибраному напрямку обертання ведучого шківів натяги $F_1 > F_2$, а їх різниця рівна коловій силі F_t , що передається пасом, тобто:

$$F_1 - F_2 = F_t \quad (1.2)$$

Із (1.1) і (1.2) маємо:

$$F_1 = F_0 + F_t/2; \quad F_2 = F_0 - F_t/2 \quad (1.3)$$

При переході через криволінійну поверхню шківів пас міняє натяг, а відповідно, відбувається його деформація – скорочення або видовження. При чому, оскільки величини натягу в ведучої і веденої вітках, згідно з (1.3), різні, то різною буде і деформація паса в цих вітках. Таке явище називають *ковзанням*. Ковзання паса приводить до того, що ведуча і ведена вітки мають різні колові швидкості відповідно до v_1 і v_2 . Визначимо ці швидкості. Зрозуміло, що площа поперечного перерізу паса залежить від величини натягу останнього. Позначимо фактичні площі поперечних перерізів, яким відповідають натяги F_1 і F_2 , через A_{F1} і A_{F2} , а густину матеріалу паса в цих перерізах – як ρ_{F1} і ρ_{F2} . Оскільки згідно з законом збереження, маса, що пройшла через довільний поперечний переріз паса за одиницю часу, залишається постійною, то справедливе рівняння суцільності:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 70

$$A_{F_1} v_1 \rho_{F_1} = A_{F_2} v_2 \rho_{F_2}. \quad (1.4)$$

Припустимо, що матеріал паса підпорядковується, подібно до металів, закону Гука. Тоді для вітки з натягом F_1 можна записати:

$$A_{F_1} = A(1 - \mu \varepsilon_{F_1})^2 A_{F_1} = A(1 - \mu \varepsilon_{F_1})^2; \quad \rho_{F_1} = \rho / [(1 + \varepsilon_{F_1})(1 - \mu \varepsilon_{F_1})^2], \quad (1.5)$$

де A і ρ – площа поперечного перерізу паса і його густина в ненавантаженому стані, ε_{F_1} – відносне видовження лінійного розміру при натягу F_1 . Аналогічні співвідношення мають місце і для вітки з натягом F_2 . Із (1.4) і (1.5) випливає, що:

$$v_1 = \frac{v_2(1 + \varepsilon_{F_1})}{(1 + \varepsilon_{F_2})} \approx v_2(1 + \varepsilon_{F_1} - \varepsilon_{F_2}),$$

або

$$v_2 = v_1(1 - \xi). \quad (1.6)$$

Тут $\xi = \varepsilon_{F_1} - \varepsilon_{F_2} = (F_1 - F_2)/EA$ – коефіцієнт ковзання. Розв'язуючи (1.6) відносно коефіцієнта ковзання ξ , одержимо:

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1}. \quad (1.7)$$

Колові швидкості можна виразити через кутові:

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2; \quad v_2 = \omega_2 d_2 / 2. \quad (1.8)$$

Підстановлення (1.8) в (1.7) дає для коефіцієнта ковзання вираз:

$$\xi = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}, \quad (1.9)$$

за яким визначається передаточне відношення i :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}. \quad (1.10)$$

За дослідними даними, для плоскопасових передач величина коефіцієнта ковзання рівна $\xi = 0,01$, а для клинопасових $\xi = 0,015 \dots 0,02$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 71

Напружений стан паса передачі. Початкове напруження σ_0 в перерізах віток паса, що складаються під дією початкового напруження F_0 , за визначенням рівне:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A}. \quad (1.11)$$

Для забезпечення надійності та довговічності початкові напруження в передачах, як плоским, так і клиновим пасом, повинні бути в діапазоні $\sigma_0 = 1,6 \dots 2,0$ МПа.

При передачі моменту обертання картина розподілення напруження вздовж паса міняється (рис. 1.4). Повне напруження в кожній точці паса рівне алгебраїчній сумі наступних компонент: σ (від напружень F_1 і F_2 , які виникають у вітках пасу внаслідок початкового натягу), σ_v (від відцентрових сил) і $\sigma_{зг}$ (від згину). Розглянемо кожну з компонент напруження окремо.

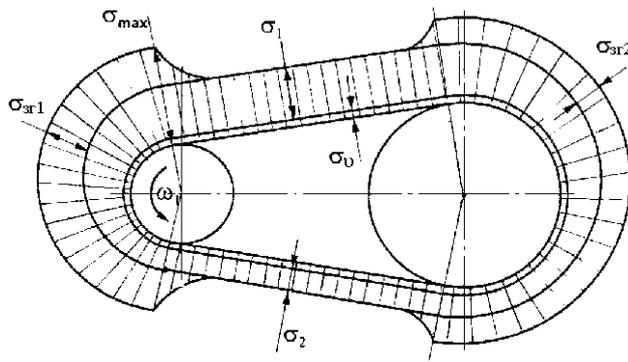
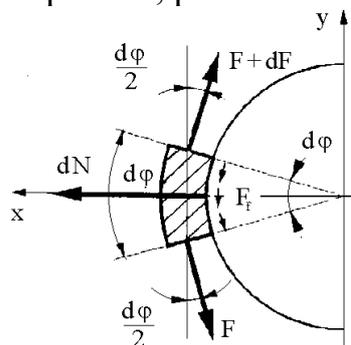


Рис. 1.4. Розподіл напружень у перерізах привідного паса

Зв'язок між напруженням у вітках пасової передачі. Зв'язок між напруженнями F_1 і F_2 , що виникають у вітках паса при передачі моменту обертання, розглянемо на прикладі плоскопасової передачі.



Виділимо елементарну ділянку паса з кутовим розміром $d\phi$, зображення якого разом з прикладеними до нього силами показано на рис. 1.5. Тут $F_f = fdN$ – сила тертя, f – коефіцієнт тертя, dN – елементарна сила нормального тиску, F – поточне значення натягу, dF – його приріст.

Рівняння рівноваги в проекціях на координатні осі для виділеної ділянки запишеться як:

$$\sum_{i=1}^n F_{xi} = 0, \quad \sum_{i=1}^n F_{yi} = 0, \quad (1.12)$$

Рис. 1.5.
Співвідношення між зусиллями у вітках

де F_{xi} і F_{yi} – текучі проекції силових чинників на координатні осі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 72

Вираз (1.12) можна зобразити в розгорнутому вигляді, а саме:

$$\begin{aligned}
 dN - (F + dF) \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) \\
 - F \sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) &= 0; \\
 (F + dF) \cos\left(\frac{d\phi}{2}\right) & \\
 - F \cos\left(\frac{d\phi}{2}\right) - F_f & \\
 = 0. &
 \end{aligned} \tag{1.13}$$

Для малих кутів можна взяти $\sin\left(\frac{d\phi}{2}\right) \approx \frac{d\phi}{2}$; $\cos\frac{d\phi}{2} \approx 1$. Тоді (1.13) набуде вигляду:

$$\begin{aligned}
 dN - dF \frac{d\phi}{2} - Fd\phi &= \\
 0; \quad dF - F_f &= 0.
 \end{aligned} \tag{1.14}$$

Підставивши в (1.14) замість сили тертя її значення $F_f = f dN$ і нехтуючи малою величиною $dF d\phi / 2$, отримуємо:

$$dN = F d\phi, \quad dF = f dN,$$

звідки випливає:

$$\frac{dF}{F} = f d\phi. \tag{1.15}$$

Диференціальне рівняння (1.15) легко розв'язується інтегруванням за дугою контакту паса і шківів. Ця дуга кола шківів, на якій змінюється натяг паса і, як наслідок, має місце його ковзання по шківу, називається *дугою ковзання*, а відповідний їй кут α_k – *кутом ковзання*. Розділюючи в (1.15) змінні та приводячи інтегрування за дугою ковзання, маємо:

$$\begin{aligned}
 \int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} &= \int_0^{\alpha_k} f d\phi; \quad \ln\left(\frac{F_1}{F_2}\right) \\
 &= f\alpha; \quad \frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}.
 \end{aligned} \tag{1.16}$$

Отже, маємо співвідношення між зусиллями у вітках паса з урахуванням сили тертя між пасом та шківом:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 73

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (1.17)$$

де e – основа натурального логарифму.

Співвідношення (1.17) називають формулою Ейлера.

Для клинопасової передачі в (1.17) замість f потрібно брати приведений коефіцієнт тертя пасу по шківу f' , рівний:

$$f' = \frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}}. \quad (1.18)$$

Під кутом φ тут розуміється кут профілю паса у поперечному перерізі (у плоскопасових передачах $\varphi = 180^\circ$). Для більшості клино-пасових передач $\varphi = 40^\circ$.

За допомогою (1.18) можна оцінити навантажуючу (тягову) здатність передач з клиновим пасом. Так, припускаючи $\varphi = 40^\circ$, одержуємо $f' \approx 3f$. Отже, тягова здібність клинопасової передачі майже в три рази вища плоскопасової, що і обумовлює її широке застосування.

Формула (1.17) служить основою для розрахунку напружень σ_1 і σ_2 , які виникають в перерізах ведучої і веденої віток пасу через наявність початкового натягу. Ці напруження будуть:

$$\sigma_1 = F_1/A, \quad \sigma_2 = F_2/A \quad (1.19)$$

Із (1.17) з допомогою (1.2) випливає, що:

$$\begin{aligned} F_2 \\ = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_1 = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \end{aligned} \quad (1.20)$$

Беручи до уваги (1.1), знайдемо:

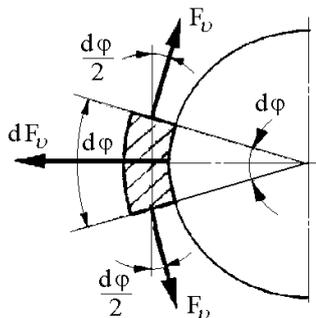
$$\begin{aligned} F_2 \\ = \frac{2F_0}{e^{f\alpha} + 1}; \quad F_1 = \frac{2F_0 e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} + 1} \end{aligned} \quad (1.21)$$

Підставляючи значення сил напруження (1.19) в (1.20) і вводячи позначення $q = e^{f\alpha}$, $\sigma_t = \frac{F_t}{A}$ остаточно одержуємо:

$$\sigma_1 = \frac{q\sigma_t}{q-1}; \quad \sigma_2 = \frac{\sigma_t}{q-1}. \quad (1.22)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 74

Напруження у вітках від відцентрової сили. На ділянці пасу передачі, що знаходиться на криволінійній поверхні шківів, діє зовнішня відцентрова сила, що в решті решт впливає на величину загального натягу. Натяг F_v від відцентрової сили можна визначити, вивчаючи рівновагу елементарної ділянки пасу, (рис. 1.6).



На виділений елемент пасу з кутовим розміром $d\phi$ і масою dm , що переміщуються з лінійною швидкістю v , діє елементарна відцентрова сила dF_v , яка дорівнює:

$$dF_v = \frac{v^2 dm}{r} = \rho r d\phi A \omega^2 r, \quad (1.23)$$

де r – радіус кривизни поверхні.

Рис. 1.6. Дія на пас відцентрової сили

Із умови рівноваги виділеного елемента в проекції на нормаль до поверхні шківів знаходимо:

$$2F_v \sin \frac{d\phi}{2} = dF_v. \quad (1.24)$$

Вважаючи у виразі кут $d\phi$ малим і перетворюючи праву частину за допомогою попередньої формули, для натягу F_v маємо:

$$F_v = \rho A r^2 \omega^2. \quad (1.25)$$

Тоді напруження в обох вітках σ_v , що виникають при дії відцентрових сил, будуть рівні і становитимуть:

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho \omega^2 r^2 = \rho v^2 \cdot 10^{-6}. \quad (1.26)$$

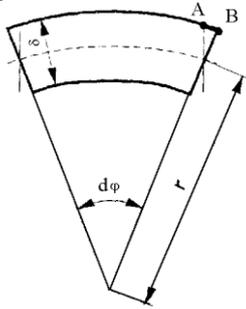
Як впливає з (1.26), компонента напруження, яка залежить від відцентрової сили, пропорційна швидкості, тому її необхідно враховувати тільки при великих швидкостях руху пасу. В протилежному випадку наявністю σ_v можна знехтувати.

Напруження згину пасу. В момент проходження пасу на поверхні шківів зовнішні волокна розтягуються, а внутрішні стискаються, що призводить до зміни напруження по перерізу пасу і тим самим суттєво впливає на його

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 75

довговічність. Ці напруження, позначені як $\sigma_{з2}$, викликані згином і тому називаються *згинними*.

Розраховуємо величини напружень згину стосовно плоско-пасової передачі. З цією метою розглянемо ділянку плоского паса довжиною dl . Кут, під яким розміщена ця ділянка на криволінійній поверхні шківа, позначимо через $d\varphi$ (рис. 1.7). Абсолютні зміни довжин зовнішніх l_a і внутрішніх l_f волокон паса будуть:



$$l_a = dl + 2AB, \quad l_f = dl - AB. \quad (1.27)$$

Із рис. 1.7 видно, що:

$$AB = \frac{\delta}{2} \frac{d\varphi}{2}. \quad (1.28)$$

Враховуючи (1.28), за законом Гука можна написати:

$$\sigma_{з2} = \frac{2AB}{dl} E = \frac{\delta E d\varphi}{2dl}. \quad (1.29)$$

Приймаючи до уваги очевидне відношення $rd\varphi = dl$, де r – радіус шківа, остаточно одержуємо:

Рис. 1.7. Розрахунок величини напружень згину паса

$$\sigma_{з2} = \frac{\delta E}{2r} = \frac{\delta E}{d}. \quad (1.30)$$

Доречно відмітити, що для більшості використаних у практиці передач діаметр d_1 ведучого шківа менший, чим діаметр d_2 веденого. Тоді, як видно з (1.30), напруження згину паса на ведучому шківі більше, ніж на веденому. Значить, тут, як і в подальшому, розрахунок максимальних напружень необхідно вести тільки по ведучому шківу.

При зменшенні d_1 геометричний розмір пасової передачі також зменшується, та одночасно з цим зменшується довговічність паса. Практика проектування таких передач визначила оптимальну величину діаметра. Рекомендується вибрати $d_1/\delta = 25 \dots 45$. Крім того, для перевірки правильності вибору діаметра необхідно виконати розрахунок довговічності паса. Числове значення прийнятого діаметра необхідно узгодити з рядом розмірів R20.

Для випадку клинопасової передачі вираз (1.30) для визначення напружень згину може бути записано у вигляді:

$$\sigma_{з2} = \frac{2y_0 E}{d_1}, \quad (1.31)$$

де y_0 – відстань від нейтральної лінії згину до більшої основи трапеції. Відносно модулів пружності пасів, то їх середні величини дорівнюють $E = 200$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 76

÷ 300 МПа – для плоских гумотканинних пасів, $E = 600$ МПа – для плоских пасів із синтетичних матеріалів і $E = 500 \div 600$ МПа – для клинових кордтканинних.

Повне напруження пасової передачі. Повне напруження у кожній точці паса, як вже згадувалось вище, дорівнює алгебраїчній сумі, $\sigma, \sigma_v, \sigma_{z2}$ (рис. 1.4).

Найбільший інтерес з точки зору міцності являють *максимальні напруження* σ_{max} , які виникають в тих точках паса, які знаходяться на поверхні ведучого шківів:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{z21}. \quad (1.32)$$

З урахуванням (1.22), (1.26), (1.30) – (1.32) знаходимо:

- для плоскопасових передач

$$\sigma_{max} = \frac{q}{q-1} \sigma_t + p v^2 + \frac{\delta E}{d_1} \quad (1.33)$$

- для клинопасових

$$\sigma_{max} = \frac{q}{q-1} \sigma_t + p v^2 + \frac{2y_0 E}{d_1}. \quad (1.34)$$

Геометричні співвідношення в пасових передачах. До числа основних геометричних розмірів, що описують пасову передачу, слід віднести: d_1 і d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів; a – відстань між осями шківів (міжосьова відстань); α_1 і α_2 кути обхвату паса на шківів; L – повна довжина паса (рис. 1.8).

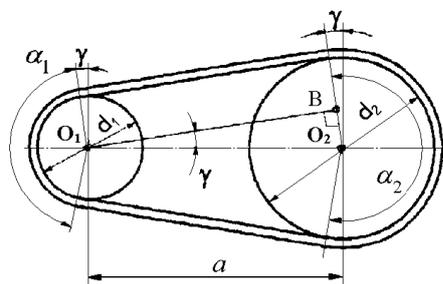


Рис 1.8. Параметри відкритої пасової передачі

Кути обхвату пасів α_1 і α_2 .

Кут α_1 обхвату пасом малого шківів дорівнює:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 77

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma, \quad (1.35)$$

причому, як впливає із трикутника O_1BO_2 (рис. 1.8), $\sin \gamma = \frac{(d_2-d_1)}{2a}$.

У практиці кут γ не перевищує $\frac{\pi}{6}$, тому приблизно можна прийняти $\sin \gamma \approx \gamma$, що дає $\gamma = \frac{(d_2-d_1)}{2a}$ рад, або $\gamma^\circ = \frac{d_2-d_1}{2a}$.

Тоді із (1.35) отримаємо:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2-d_1}{a}. \quad (1.36)$$

При проектуванні пасових передач потрібно дотримуватись таких рекомендацій: для плоскопасової передачі $\alpha_1 \geq 150^\circ$; для передач клиновим і поліклиновим пасами $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Для того щоб розрахувати кут обхвату α_2 веденого шківа, в (1.36) потрібно замість знака “-” поставити “+”.

Розрахункова довжина паса L_p дорівнює сумі довжин прямолінійних ланок і дуг обхвату шківів:

$$L_p = 2a \cos \gamma + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \gamma(d_2 - d_1) \quad (1.37)$$

Для малих кутів $\cos \gamma \approx 1 - 0,5\gamma^2$, і формула (1.37) буде мати вигляд:

$$L_p \approx 2a + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2-d_1)^2}{4a}. \quad (1.38)$$

Міжосьова відстань a при остаточно встановленій довжині пас, згідно (1.38) дорівнює:

$$a = \frac{2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (1.39)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 78

Вибір міжосьової відстані визначається насамперед компонованням обладнання, що проектується, при чому чим менша міжосьова відстань, тим менша довжина паса і тим більша кількість згинів у пасі за одиницю часу. Внаслідок чого, при зменшенні осьової відстані довговічність паса спадає. Ця обставина вимагає обмежувати міжосьову відстань, яка у практиці береться рівною:

для плоскопасових передач

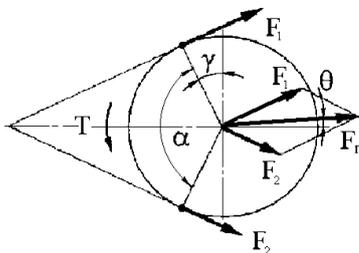
$$a \geq 2(d_2 + d_1), \quad (1.40)$$

для передачі клиновими і поліклиновими пасами

$$a \geq 0,55(d_2 + d_1) + h, \quad (1.41)$$

тут h – висота паса.

Сили, які діють на вали пасової передачі. Необхідність створення попереднього натягу і наступне навантаження пасової передачі, яке викликане дією зовнішнього моменту T , приводять до



появи великої за величиною реактивної сили \vec{F}_r , прикладеної до вала, спряженого з пасовою передачею (рис. 1.9). Ясно, що в працюючій передачі сила \vec{F}_r являє собою результуючу сил \vec{F}_1 і \vec{F}_2 , направлену по радіусу до центру обертання вала і за модулем рівною:

Рис. 1.9. Визначення навантаження валів пасової передачі

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 79

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \sin \alpha} \approx 2F_0 \sin \frac{\alpha}{2}. \quad (1.42)$$

Криві ковзання. Геометричний розмір передачі визначає значення моменту обертання, який може бути переданий з її допомогою, тобто тягову (чи навантажувальну) здатність. Для числової характеристики тягової здатності застосовують коефіцієнт тяги ϕ :

$$\phi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0}. \quad (1.43)$$

Використавши (1.20), перепишемо вираз (1.43) у вигляді:

$$\phi = \frac{q-1}{q+1}. \quad (1.44)$$

Корисне навантаження (колова сила) F_t передачі, розвинуте на дузі ковзання, пов'язане з величиною передавального моменту обертання T_1 залежністю:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}. \quad (1.45)$$

За допомогою (1.43) і (1.45) знаходимо:

$$T_1 = F_0 d_1 \phi \cdot 10^{-3}. \quad (1.46)$$

З (1.46) випливає, що величина моменту, який передається, зростає при збільшенні сили попереднього натягу F_0 .

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 80

Коефіцієнт корисної дії (к.к.д.) η пасової передачі залежить від величини моменту, що передається T_1 і попереднього натягу, або коефіцієнта тяги ϕ . Приблизний графік такої залежності зображено на рис. 1.10.

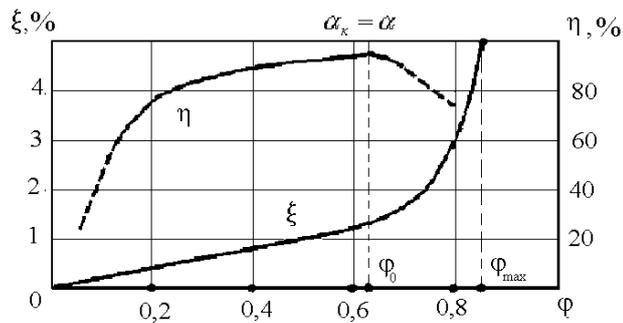


Рис. 1.10. Криві ковзання та к.к.д. пасової передачі

Тут для порівняння наведена крива ковзання (являє собою залежність коефіцієнта ковзання ξ від коефіцієнта тяги ϕ), побудована експериментально при наступних умовах, які в подальшому будемо називати стандартними:

$$\alpha_1 = 180^\circ, \quad v = 10 \text{ м/с.}$$

Крива ковзання, як видно з графіка, лінійно зростає на початковому відрізку і одночасно плавно піднімається к.к.д. За точкою $\phi = \phi_0$, відповідає $\alpha_x = \alpha$, характер кривої різко міняється, і вона тягнеться до нескінченності. Це пояснюється наступним чином. Лінійне зростання коефіцієнта ковзання при збільшенні навантаження пов'язаного зі зростанням кута ковзання. Як тільки кут ковзання α_x стає рівним куту обхвату α , коефіцієнт корисної дії набуває найбільшого значення, а подальше збільшення навантаження призводить до пробуксовування, що являється недопустимим для експлуатації.

Оскільки функція, яка описує к.к.д., має експериментальне значення, то оптимальне значення експлуатації пасової передачі відповідають тільки цій

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 81

точці, в якій коефіцієнт тяги ϕ_0 . Коефіцієнт тяги і к.к.д. відповідають експериментальному значенню при:

- $\phi_0 = 0,4 \div 0,5$, $\eta = 0,97 \div 0,98$ – для плоскопасових передач;
- $\phi_0 = 0,6 \div 0,7$, $\eta = 0,92 \div 0,97$ – для клинопасових передач.

Крива ковзання являється ефективним інструментом для визначення навантажувальної здатності передач.

Випробування пасових передач, окрім того, дозволяє визначити довговічність пасів. Змінний характер напруження, який має місце при русі паса, приводить до його руйнування від утомленості. Очевидно, що ці напруження носять циклічний характер. За одиницю циклу можна взяти відрізок часу (названий *часом циклу*, або *часом пробігу*), протягом якого виділена точка паса при обертанні його переходить від попереднього шківів до наступного. Такий перехід обумовлений різким змінням рівня напруження. Кількість циклів (пробігів) за одиницю часу становитиме $\nu = \nu/L_p$, $[\nu] = 1/c$, а загальна кількість циклів N за час L_h :

$$N = 3600L_h z_0 \nu,$$

де z_0 – кількість шківів передачі. Випробування пасових передач на втому показали, що рівняння кривої витривалості паса для всіх типів передач має вигляд:

$$\sigma_{1max}^m N = const,$$

або

$$\sigma \frac{C}{N^{1/m}} = \sigma_{1max}. \quad (1.47)$$

Тут σ_{1max} – максимальне напруження, що виникає в точках паса, що лежать на поверхні ведучого шківів; m – показник степеня кривої витривалості; $C = const^{1/m}$ та, що визначається експериментально постійна, яка залежить від типу паса.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 82

Допустиме корисне напруження. Аналітичні умови міцнісної надійності паса можна представити в такому вигляді:

$$\sigma_e \leq \sigma_{1max}, \quad (1.48)$$

де σ_e – максимально ефективне змінне напруження, яке пас може витримати протягом N_e циклів напруження. Згідно з рівнянням кривої витривалості (1.47) запишемо:

$$\sigma_e^m N_e = \sigma_{\kappa}^m N_{\kappa} = const, \quad (1.49)$$

де $\sigma_{\kappa}^m N_{\kappa}$ – координати точки, умовно взятої за границю витривалості. З (1.49) знаходимо значення допустимого напруження:

$$\sigma_e = \frac{C}{N_e^{1/m}} = \sigma_{1max}. \quad (1.50)$$

Внаслідок експериментальних випробувань при початковому напруженні $\sigma_0 = 1,2$ МПа, передаточному відношенні $i = 1$ і кутом обхвату $a = 180^\circ$ отримано:

- $m = 5 \div 6$; $C = 60 \div 70$ МПа; $N_{\kappa} = 10^7$ – для плоскопасових передач;
- $m = 7 \div 11$; $C = 90 \div 100$ МПа; $N_{\kappa} = 10^7$ – для клинових і поліклинових пасів;
- $m = 7 \div 11$; $C = 38,2$ МПа; $N_{\kappa} = 10^9$ – для клинових пасів з високими вимогами щодо довговічності.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 83

Практична робота № 13

Тема: Проектування ланцюгових передач.

Кінематика ланцюгової передачі. Загальними кінематичними характеристиками ланцюгової передачі являються наступні параметри:

- лінійна швидкість переміщення ланцюга v ;
- кутова швидкість обертання ведучої зірки ω_1 ;
- кутова швидкість обертання веденої зірки ω_2 ;

Розглянемо ці параметри розширено. На рис. 2.7 приведена кінематична модель ланцюгової передачі з горизонтально розташованою ведучою віткою. Тут кільця ланцюга представлені як відрізки прямих, що вписані в дуги кіл радіусами r_1 та r_2 , рівними радіусам ведучої та веденої зірок. В поточному положенні координати ведучого і веденого кілець зірки характеризуються кутами α і β відповідно; φ – кутовий крок ведучої зірки.

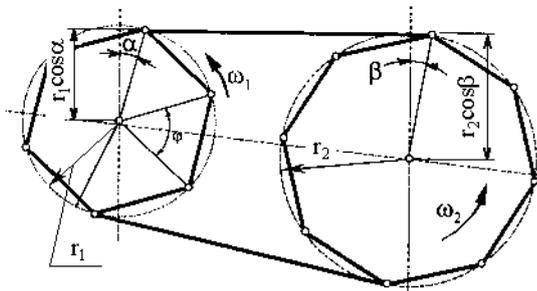


Рис. 2.7. Кінематична модель ланцюгової передачі

Лінійна швидкість v ланцюга рівна:

$$v = \omega_1 r_1 \cos \alpha = \omega_2 r_2 \cos \beta. \quad (2.1)$$

Кут α в процесі обертання змінюється в межах $0 \leq \alpha \leq \pi/z_1$, а величина кута β лежить в межах $0 \leq \beta \leq \pi/z_2$. Відповідно, швидкість переміщення ланцюга також змінюється, досягаючи свого максимального v_{max} і мінімального v_{min} значення,

$$v_{max} = \omega_1 r_1 = \omega_2 r_2; \quad v_{min} = \omega_1 r_1 \cos(\pi/z_1) = \omega_2 r_2 \cos(\pi/z_2). \quad (2.2)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 84

На (рис. 2.8, а) приведений графік зміни лінійної швидкості переміщення ланцюга залежно від кута повороту α ведучої зірочки. Цей графік представляє собою періодичну функцію, диференціювання якої дозволяє прослідити процес зміни прискорення. Прискорення (рис. 2.8, б) також являється періодичною функцією, але з розривами на границях періодів. У точках розриву функції прискорення мають місце динамічні проявлення у вигляді ударів. Чим більша швидкість обертання і чим менша кількість зубів у зірочки, тим більші динамічні сили, що діють зі сторони ланцюга на зірку. За останньої обставини проектувальники обмежують величини цих параметрів. Залежно від геометричних розмірів ланцюгових передач підприємства-виробники пропонують і величини обмежено допустимих кутових швидкостей, які продиктовані результатами експериментальних випробувань.

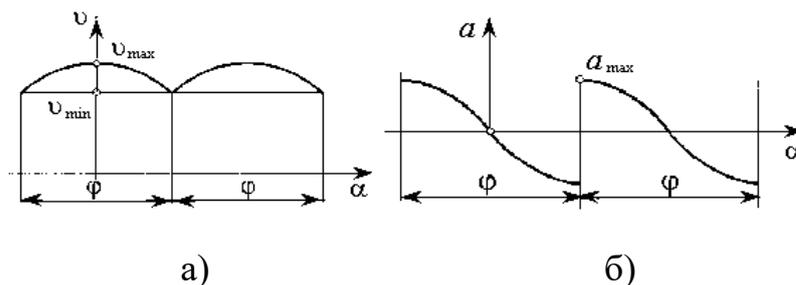


Рис. 2.8. Швидкості і прискорення ланцюга

Миттєві значення кутової швидкості ω_1 і ω_2 розраховуються за формулами:

$$\omega_1 = \frac{v}{r_1 \cos \alpha} ; \quad \omega_2 = \frac{v}{r_2 \cos \beta}. \quad (2.3)$$

Миттєве значення передаточного числа u_r з урахуванням (2.3) рівно:

$$u_r = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cos \beta}{r_1 \cos \alpha}. \quad (2.4)$$

Як обмежену числову характеристику слід приймати передаточне число, отримане при припущенні нескінченного числа зубів. Тоді, при $z_1 \rightarrow \infty$ і $z_2 \rightarrow \infty$, маємо $\cos \alpha \rightarrow 1$; $\cos \beta \rightarrow 1$. При цьому із формули (2.4) випливає, що:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 85

$$u = \frac{r_2}{r_1} \quad (2.5)$$

Для числової характеристики нерівномірності обертання використовується коефіцієнт нерівномірності обертання ε , рівний:

$$\varepsilon = \frac{u_{max} - u_{min}}{u} \quad (2.6)$$

Мінливість та періодичність динамічних зусиль у процесі роботи ланцюгової передачі може призвести до появи резонансних явищ, які складають небезпеку при високих швидкостях ланцюгів. Критичні частоти обертання залежать від жорсткості валів і зірочок, а також ряду інших параметрів.

Геометричні параметри ланцюгових передач. Розглянемо особливості геометрії ланцюгового контуру – ланцюга та зірочки.

Геометрія ланцюга. Для скорочення витрат на виготовлення ланцюгових передач доцільно користуватися стандартним набором нормальних розмірів ланцюгів залежно від моменту обертання, що передається (табл. 2.4; 2.5).

Геометрія зірочки. Аналогія між зубами зірочок ланцюгових передач і зубчастих коліс дозволяє використовувати деякі позначення і поняття, які були введені раніше для зубчастих передач.

Періодичність геометричної форми зірочок з кількістю зубів z можна характеризувати величиною кроку p , а її габаритні розміри – діаметром ділільного кола d_d (рис.2.9):

- для втулкових і роликів ланцюгів

$$d_d = \frac{p}{\sin(180^\circ / z)}, \quad (2.7)$$

- для круглокільцевих ланцюгів

$$d_d = \frac{p}{\sin(90^\circ / z)}. \quad (2.8)$$

Діаметр кола виступів:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 86

$$d_a = p \left(0,5 + ctg \frac{180^\circ}{z} \right). \quad (2.9)$$

Діаметр кола впадин:

$$d_f = d - 2r, \quad (2.10)$$

де r – радіус впадини.

Формули для повного розрахунку розмірів зубів зірочок приведені в таблицях 2.8 і 2.9.

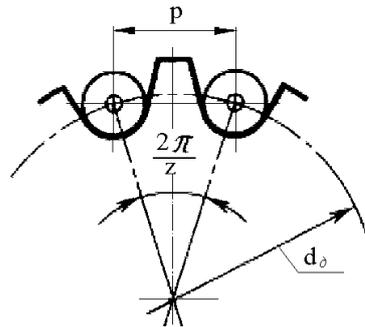


Рис. 2.9. Схема для визначення діаметрів ділительних кіл

Геометрія контуру ланцюгової передачі. Рекомендована величина оптимальної міжосьової відстані знаходиться з умови, що кут обхвату на меншій зірочці задовольняє нерівність $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

$$a = (30 \dots 50)p, \quad (2.11)$$

Граничне значення міжосьової відстані:

$$a_{max} \quad (2.12)$$

Мінімально допустиме значення міжосьової відстані (при $\alpha_1 \geq 120^\circ$):

$$\left. \begin{array}{l} a \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \min \\ a \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} \frac{u+9}{10} \min \end{array} \right\}, \quad (2.13)$$

де d_{a1} і d_{a2} – діаметри вершин зубів ведучої і веденої зірочок.

Задача практичного розрахунку довжини ланцюга в кроках на першому етапі зводиться до визначення необхідної кількості кілець L_p за попередньо наміченій міжосьовій відстані a_0 . Величина L_p розраховується за формулою:

$$L_p = 2a_p + 0,5z_\Sigma + \Delta^2/a_p, \quad (2.14)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 87

де $L_p = L/p$ – довжина ланцюга в кроках; $a_p = a/p$; $z_\Sigma = z_1 + z_2$; $\Delta = (z_2 - z_1)/2\pi$.

Одержане з допомогою формули (2.14) число потрібної кількості кілець ланцюга L_p потім округляється до найближчого більшого парного значення, яке має з числами кількості зубів зірочок z_1 і z_2 найменший спільний дільник. Після кінцевого підбору кількості кілець уточнюється величина міжосьової відстані шляхом розв’язку (2.14) відносно a :

$$a = 0,25p \left[L_p - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_p - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right]. \quad (2.15)$$

Для передач, у яких міжосьова відстань не регулюється, її розрахункове значення дещо зменшують, для того щоб забезпечити необхідне провисання ланцюга, яке гарантує відсутність натягу.

Кінцеву міжосьову відстань a^* рекомендується визначати так:

$$a^* = a - (2 \div 4) \cdot 10^{-3}a. \quad (2.16)$$

Провисання не є необхідним, коли ланцюгова передача розміщена вертикально. Границею вертикального розміщення вважається таке конструкційне вирішення, при якому кут нахилу передачі $\psi \geq 70^\circ$.

Основні енергетичні і силові характеристики ланцюгових передач. Ланцюгові передачі здатні передавати момент обертання в широкому діапазоні значень. Якщо позначити через F_t зусилля, яке передається ланцюговою передачею, а через v , $[v] = \text{м/с}$ – розрахункову швидкість переміщення ланцюга, то навантажувальну здатність ланцюгової передачі можна оцінити за величиною потужності, яка передається P , $[P] = \text{кВт}$:

$$P = \frac{F_t v}{10^3 \eta}. \quad (2.17)$$

Швидкість переміщення ланцюга v визначають:

$$v = \frac{z_1 n_1 p}{60 \cdot 10^3}, \quad (2.18)$$

де n_1 частота обертання зірочки, $[n_1] = \text{об/хв}$.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 88

Основну долю сили натягу віток ланцюга складає колове зусилля F_t . Крім того, в натяг входять сили, спричинені провисанням, та динамічні сили, пропорційні швидкості та масі ланцюга. Останніми складовими при практичному розрахунку ланцюгової передачі зазвичай нехтують. Навантаження на опори зірочок ланцюгової передачі можна прийняти як:

$$F_r = 1,15F_t \text{ – при горизонтальному розміщенні;}$$

$$F_r = 1,05F_t \text{ – при вертикальному її розміщенні.}$$

Причини втрати дієздатності ланцюгових передач і методи їх проектного розрахунку. Відносний поворот шарнірів ланцюга, який має місце при роботі передачі, порівняно малий. Тому, якщо відносна швидкість ковзання невелика, то шар змащування між спряженими поверхнями не виникає. Таким чином, в ланцюгових передачах немає рідинного тертя, отже, має місце значне спрацювання. Внаслідок спрацювання крок ланцюга зростає на величину Δp , що може призвести до спадання ланцюга з поверхні зуба зірки. Для зменшення зносу спряжені поверхні загартовуються до твердості не нижче HRC55-65. В зв'язку з цим одним із головних критеріїв розрахунку ланцюгових передач є розрахунок їх зносостійкості. Експерименти показали, що працездатність передачі зберігається, якщо виконується умова:

$$\Delta p/p \leq (0,02 \div 0,03). \quad (2.19)$$

В деяких випадках спостерігається втомне руйнування провусин, яке можна запобігти відповідним розрахунком їх міцності від утомленості.

Оскільки до нині адекватної методики розрахунку на спрацювання не запропоновано, то для практичного виходу з цієї ситуації можна скористатись методами подібності, які базуються на експериментальному дослідженні геометрично і параметрично подібних моделей. Суть такого підходу полягає в тому, що випробовування на спрацювання виконуються для деякого еталонного зразка. Якщо конструкція, що проектується, й умова її експлуатації відрізняється від еталону, то за основу розрахунку беруть еталон, до якого за допомогою спеціальних поправок і приводиться виріб, що проектується. Як

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 89

основу для приведення приймають допустимий контактний тиск $[q]$, що залежить від швидкості ведучої зірочки і від кроку ланцюга. Під q_a розуміють такий тиск в контактні спряжених поверхонь, при якому, гарантоване значення довговічності не менше 15000 годин, а величина відносного спрацювання задовольняє нерівності $\Delta p / p \leq 0,03$ при еталонних умовах експлуатації. Значення $[q]$ залежно від кроку ланцюга p і частоти обертання ведучої зірки n_1 наведені в таблиці 2.2.

Якщо припустити, що тиск в місці зачеплення від дії колової сили розподіляється рівномірно (рис.2.10), то можна записати умову зносостійкості еталонної ланцюгової передачі у вигляді:

$$q = \frac{F_t}{A_{on}} \leq [q]. \quad (2.20)$$

Нагадаємо, що $A_{on} = b \cdot d$ – площа опорної поверхні шарніра ланцюга (рис. 2.3, табл. 2.4 і 2.5). Для передач, які застосовуються в машинобудуванні має місце співвідношення:

$$A_{on} = 0,28p^2. \quad (2.21)$$

Таблиця 2.2

Допустимі за зносостійкістю тиски в шарнірах ланцюгів

p, мм	$[q]$, МПа, при наступних n_1 , хв ⁻¹							
	<50	200	400	600	800	1000	1200	1600
Роликові ланцюги (при $z_1 = 15 \div 30$)								
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45–50,08	35	26	21	17,5	15	-	-	-
Зубчасті ланцюги								
12,7–15,875	20	18	16,5	15	14	13	12	10,05
19,05–25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5
31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	-

Оскільки характер навантаження та інші параметри передачі, що проектується, відрізняються від еталонної, то для багаторядних ланцюгових передач умову зносостійкості (2.20) можна записати у вигляді:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 90

$$q = \frac{F_t k_e}{A_{on} k_n} \leq q_a. \quad (2.22)$$

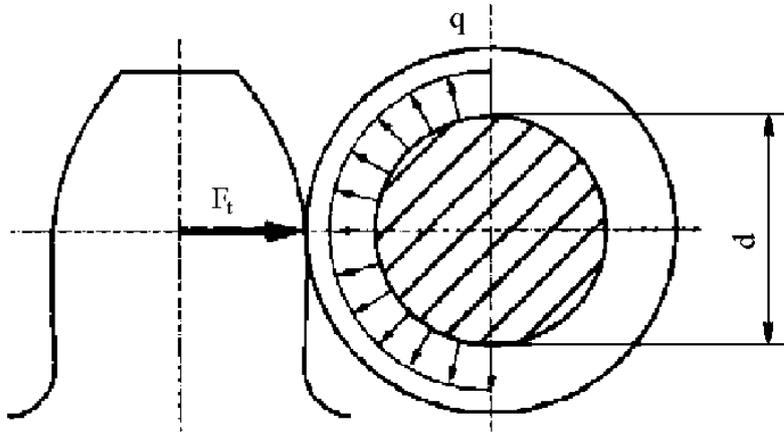


Рис. 2.10. Розподілення тиску від дії колової сили

де k_e – коефіцієнт, приведений до еталонного режиму навантаження, рівний:

$$k_e = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5. \quad (2.23)$$

В свою чергу,

- k_1 – коефіцієнт, який враховує динамічність прикладання навантаження.

При виборі числових значень цього коефіцієнта велика доля суб'єктивізму, і приведені нижче значення можна використовувати тільки для орієнтовної оцінки:

$k_1 = 1$ у випадку статичного і квазістатичного навантаження;

$k_1 = 1,2 \div 1,5$ у випадку, коли зовнішнє навантаження прикладається з поштовхами і невеликими ударами;

$k_1 = 1,8$ у випадку, коли зовнішнє навантаження ударної дії.

• k_2 – коефіцієнт, який враховує зміну довжини ланцюга відносно еталонної довжини, причому

$k_2 = 0,9$ при $a = (60 \div 80)p$;

$k_2 = 1$ при $a = (30 \div 50)p$;

$k_2 = 1,25$ при $a \leq 25p$.

• k_3 – коефіцієнт, який враховує положення передачі відносно горизонталі (рис.2.11):

$k_3 = 1$, якщо нахил лінії центрів зірочок до горизонталі менший 70° ;

$k_3 = 1,25$, коли нахил лінії центрів зірочок до горизонталі більший 70° .

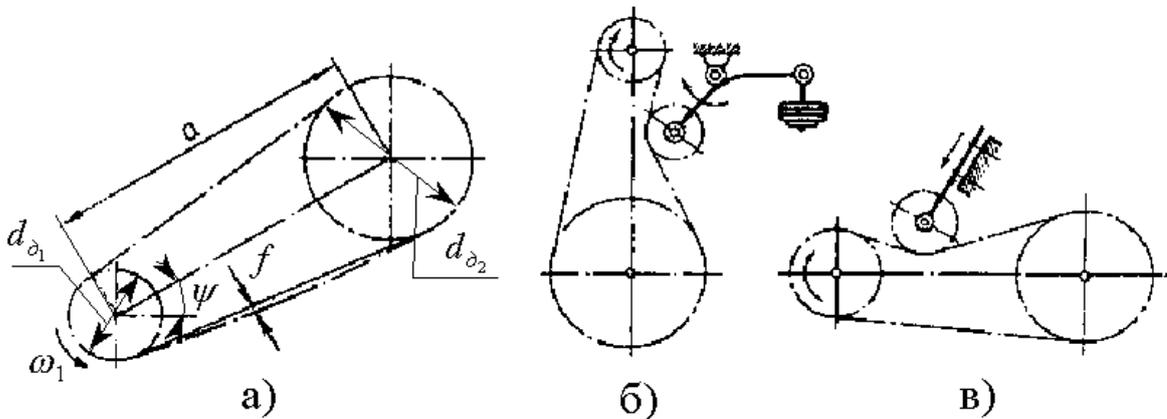


Рис. 2.11. Схеми ланцюгових передач:

а – похила; б – вертикальна; в – горизонтальна

- k_4 – коефіцієнт, який враховує характер регулювання натягу ланцюгової передачі.

$k_4 = 1$ у випадку, коли регулювання автоматичне (рис. 2.11, б);

$k_4 = 1,25$ у випадку, коли автоматичне регулювання не передбачене (рис. 2.11, в).

- k_5 – коефіцієнт, який враховує характер змащування ланцюгової передачі,

$k_5 = 0,8$ у випадку, коли змащування забезпечене занурюванням;

$k_5 = 1$ при безперервному крапельному змащуванні;

$k_5 = 1,5$ при періодичному змащуванні.

- k_n – коефіцієнт, який враховує нерівномірність навантаження багаторядних ланцюгів (табл. 2.3).

Таблиця 2.3

Коефіцієнт k_n нерівномірності навантаження багаторядних ланцюгів

Кількість рядів	1	2	3	4
Коефіцієнт нерівномірності k_n	1	1,15	1,25	1,35

Окрім розрахунку на спрацювання слід виконати розрахунок статичної і

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 92

міцності від утомленості ланцюга і зубів зірочки. Відмітимо, що ланцюги виготовляються спеціалізованими підприємствами, які гарантують їх міцність протягом вказаного строку служби. Перевірку виконання умови статичної міцності для стандартного ланцюга проводять за формулою, що має вигляд:

$$F \frac{F_p}{n_{tmax}}, \quad (2.24)$$

де F_{tmax} – найбільше колове зусилля, Н; $n = 3 \div 5$ – коефіцієнт запасу потужності; F_p – руйнівне навантаження, Н.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 93

Практична робота № 14

Тема: Розрахунок і конструювання валів.

Приклад розрахунку і конструювання проміжного вала коробки передач вантажного автомобіля загального призначення

Задача. За умови задачі (п. 9.1.) розрахувати і сконструювати проміжний вал коробки передач за такими даними:

$T=881,5$ Н·м – крутний момент, що передає вал;

$d_1=55,25$ мм – ділительний діаметр прямозубої шестерні I передачі;

$d_2=168,25$ мм – ділительний діаметр косозубого колеса передачі приводу проміжного вала;

$b_1=51,3$ мм, $b_2=49,3$ мм – ширина зубчастих коліс;

$\beta=26^\circ 30'$ - кут нахилу зубців косозубого колеса;

$K_n=2,0$ – коефіцієнт короткочасних перевантажень.

Розрахунок вала починають з визначення колової, осьової та радіальної сили, що діють у полосах зачеплення шестерень, які передають крутний момент при ввімкненій передачі, яку розглядають. Причому реакції в опорах валів визначають для кожної передачі.

1. Проектний розрахунок і конструювання вала

Для виготовлення вала вибираємо леговану сталь 25ХГМ [32], табл. 19, для якої $\sigma_T=950$ МПа і $\sigma_B=1200$ МПа.

Визначають діаметр вала з умови міцності на кручення для перерізів вала під зубчастими колесами. Оскільки в цих перерізах діють одночасно крутний і згинальний моменти, то діаметр вала знаходять за зниженим допустимим напруженням $[\tau]=50$ МПа.

На проміжному валу діє однаковий крутний момент для всіх передач, який становить $T=881,5$ Н·м.

Тоді:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 94

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 881,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 50}} = 44,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d=45$ мм.

Розробляємо компоувальну схему вала (рис. 9.2). Шестерні другої, третьої, четвертої передач насаджуються на вал. Шестерня першої передачі виготовлена, як одне ціле з валом. Ширина шестерень становить 51,3 мм.

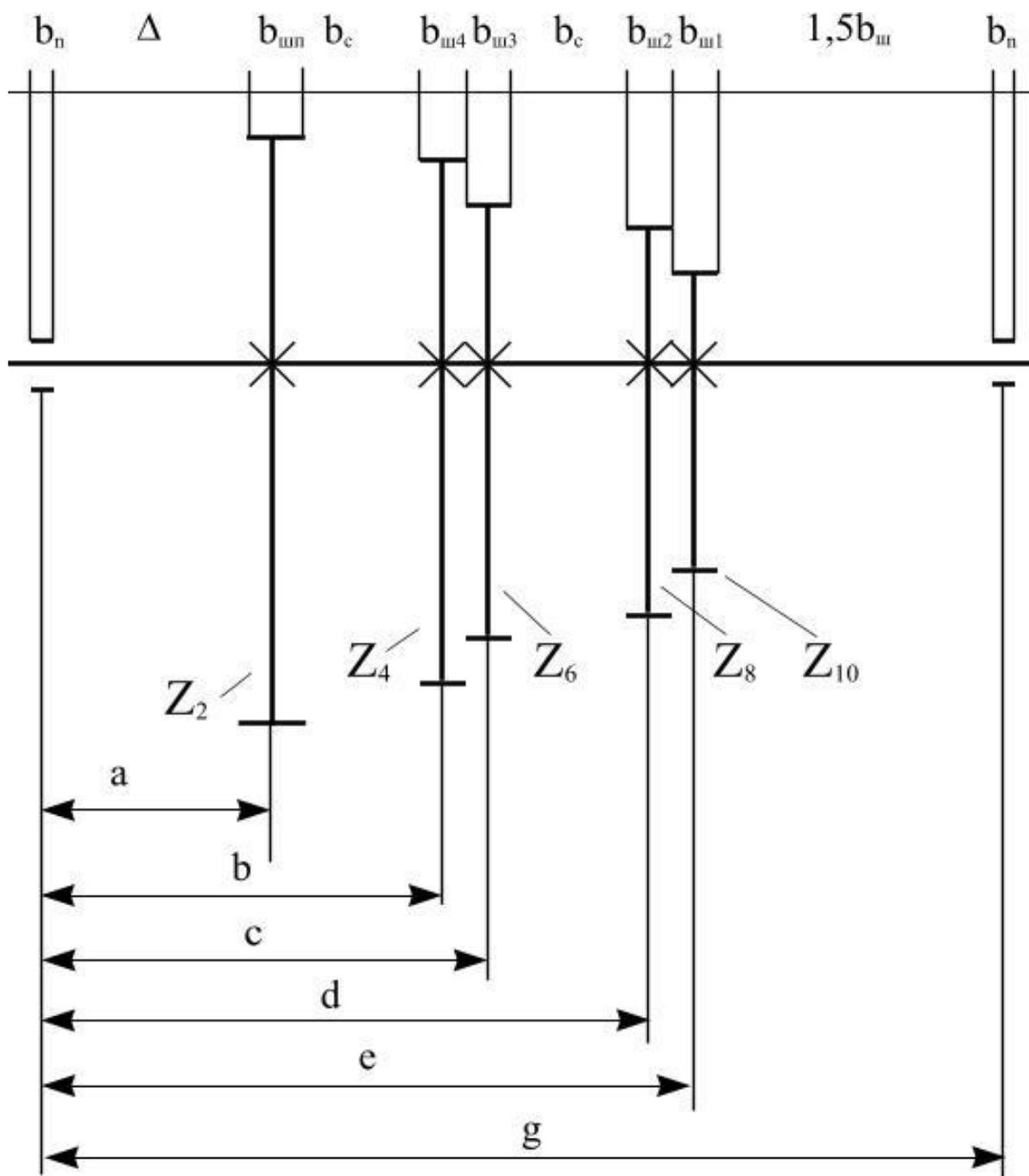


Рис. 9.2. Спрощена компоувальна схема проміжного вала

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Якщо беруть ширину синхронізатора $b_c = 1,5b_{ш}$, ширину підшипника $b_n \approx 20$ мм, ширину дистанційних кілець $\Delta = 8$ мм, то довжина вала буде становити:

$$l = 5b_{ш} + 2b_c + 2b_n + \Delta + 1,5b_{ш} = 5 \cdot 51,3 + 2 \cdot 1,5 \cdot 51,3 + 2 \cdot 20 + 8 + 1,5 \cdot 49,3 = 526 \text{ мм}$$

Інші ланки вала одержують розрахунками згідно рис. 9.2:

$$a = \frac{b_n}{2} + \Delta + \frac{b_{ш}}{2} = 10 + 8 + \frac{51,3}{2} = 43,6 \text{ мм}$$

$$b = a + b_{ш} + b_c = 43,6 + 1,5 \cdot 49,3 + 51,3 = 154,6 \text{ мм}$$

$$c = b + b_{ш} = 154,6 + 51,3 = 211,9 \text{ мм}$$

$$d = c + b_{ш} + b_c = 211,9 + 51,3 + 1,5 \cdot 49,3 = 335,15 \text{ мм}$$

$$e = d + b_{ш} = 335,15 + 51,3 = 396,6 \text{ мм}$$

$$g = e + 1,5b_{ш} + 0,5b_{ш} + 0,5b_n = 396,6 + 1,5 \cdot 49,3 + 0,5 \cdot 51,3 + 0,5 \cdot 20 = 506 \text{ мм}$$

2. Перевірка статичної міцності вала. Попередньо були визначені сили, що діють у зачепленні зубчастих коліс і які передаються на вал. Зубці колеса привода проміжного вала нахилені праворуч і зубці шестерень 2...4 передач теж нахилені праворуч для врівноваження дії осьових сил при включенні цих передач.

Сили, які діють у зачепленні шестерень першої, другої, третьої і четвертої передач, а також сили, які діють в зачепленні шестерень приводу проміжного вала приведені в табл. 9.1.

Аналіз даних таблиці і побудова сумарних епюр згинальних і крутного моменту при роботі на кожній із передач коробки передач показали, що найбільше навантаження на проміжний вал виникає при ввімкненій першій передачі. Тому розрахунок ведуть для цього випадку. Зображаємо схему вала, де вказані напрями сил, що діють на вал, та показані епюри згинальних моментів M і епюра крутного моменту $M_{кр}$ (рис. 9.3).

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 96

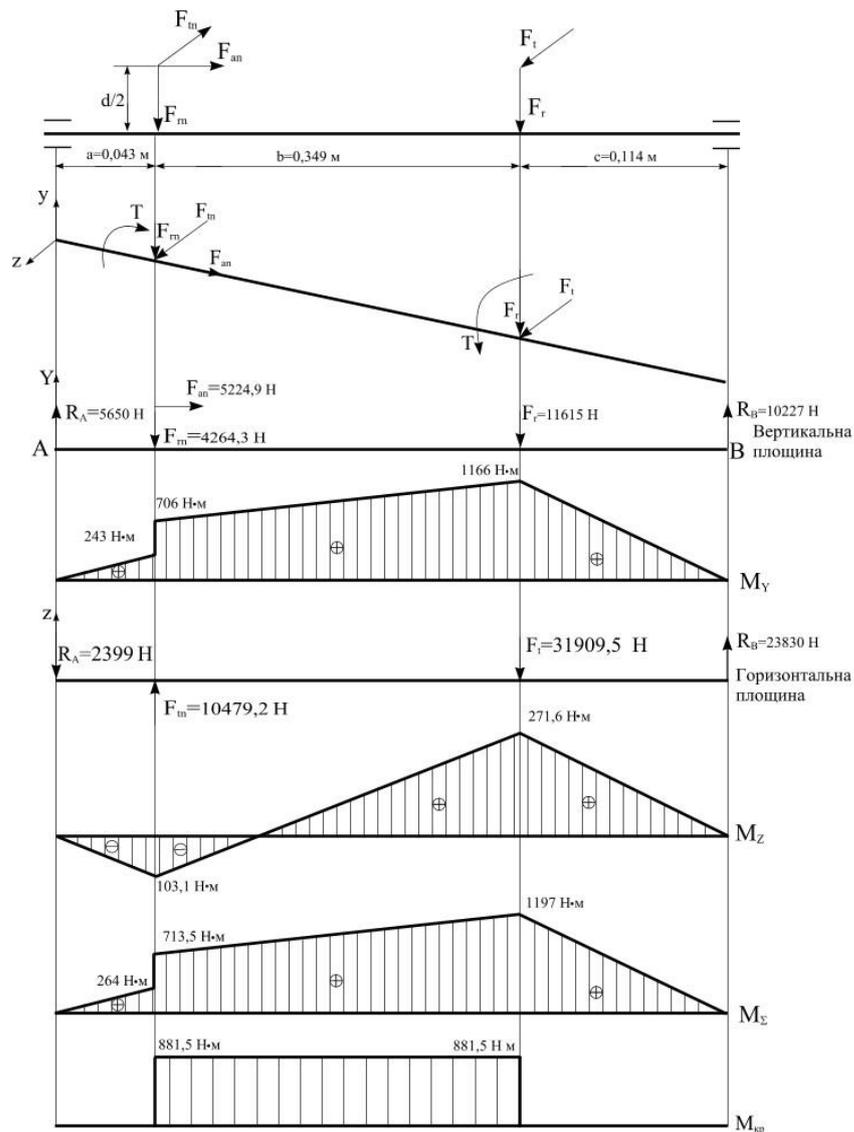


Рис. 9.3. Схема навантаження проміжного вала коробки передач

Запишемо реакції опор А і В вала від дії на вал сил у зачепленні коліс.

В горизонтальній площині діють колова сила F_t в зачепленні шестерень першої передачі і колова сила F_{tn} в зачепленні шестерень приводу проміжного вала, причому ці сили діють в протилежних напрямках.

Визначаємо реакції опор від дії цих сил:

$$\sum M_A - F_{tn} \cdot a + F_t \cdot e - R_B \cdot g = 0$$

$$R_B = \frac{F_t \cdot e - F_{tn} \cdot a}{g} = \frac{31909,5 \cdot 0,392 - 10479,2 \cdot 0,043}{0,506} = 23830 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0 - R_A \cdot g + F_{tn}(g - a) - F_t(g - e) = 0$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 97

$$R_A = \frac{F_{tn}(g-a) - F_t(g-e)}{g} = \frac{10479,2 \cdot 0,463 - 31909,5 \cdot 0,114}{0,506} = 2399 \text{ Н.}$$

$$\begin{aligned} \text{Перевірка} \quad \sum Y &= 0 \quad -R_A + F_{tn} - F_t + R_B \\ &= 0 - 2399 + 10479,2 - 31909,5 + 23830 = 0 \end{aligned}$$

За даними розрахунків будуємо епюру згинальних моментів від дії колових сил на проміжний вал.

Момент під колесом приводу проміжного вала від сили F_{tn} :

$$M_z = R_A \cdot a = 2399 \cdot 0,043 = 103,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент під шестернею першої передачі від сили F_t .

$$M_z = R_B \cdot c = 2383 \cdot 0,114 = 271,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В вертикальній площині діють радіальні сили: сила в зачепленні першої передачі F_r , і сила в зачепленні шестерень проміжного вала F_{rn} , а також при зачепленні шестерень приводу проміжного вала діє осьова сила F_{an} .

Визначимо реакції опор в залежності від дії цих сил:

$$\sum M_A = 0$$

$$-R_B \cdot g + F_r \cdot e + F_{an} \cdot \frac{d_n}{2} + F_{rn} \cdot a = 0$$

$$R_B = \frac{F_r \cdot e + F_{an} \cdot \frac{d_n}{2} + F_{rn} \cdot a}{g} =$$

$$= \frac{11615 \cdot 0,392 + 5224,9 \cdot \frac{0,168}{2} + 4264,3 \cdot 0,043}{0,506} = 10227 \text{ Н}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$R_A \cdot g - F_{rn}(g-a) + F_{an} \cdot \frac{d_n}{2} - F_r(g-e) = 0$$

$$R_A = \frac{F_{rn}(g-a) - F_{an} \cdot \frac{d_n}{2} + F_r(g-e)}{g} =$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 98

$$= \frac{4264,3 \cdot 0,463 - 5224,9 \cdot \frac{0,168}{2} + 11615 \cdot 0,114}{0,506} = 5650 \text{ Н.}$$

Перевірка: $\sum Y = 0 \quad -R_A - F_{rn} - F_k + R_B$

$$= 0 \quad 5650 - 4264,3 - 11615 + 10227 = 0$$

За даними розрахунків будуюмо епюру згинальних моментів від дії радіальних сил та осьової сили.

Момент під колесом приводу проміжного вала від сили F_{an} і $M = F_{an} \cdot \frac{d_2}{2}$;

$$M_y = R_A \cdot a = 5650 \cdot 0,043 = 243 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M'_y = R_A \cdot a + F_{an} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$= 5650 \cdot 0,043 + 5224,9 \cdot \frac{0,168}{2}$$

$$= 706 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент під шестернею першої передачі від сили F_r :

$$M_y = R_B \cdot c = 10227 \cdot 0,114 = 1166 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Будуюмо сумарну епюру згинальних моментів, які діють на вал.

Під колесом приводу проміжного вала.

$$M_\Sigma = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{706^2 + 103,1^2}$$

$$= 713,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_\Sigma = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{243^2 + 103,1^2} = 264 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Під шестернею першої передачі:

$$M_\Sigma = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{1166^2 + 271,6^2}$$

$$= 1197 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Будуюмо епюру крутних моментів $M_{кр}$, що передаються на вал.

$$M_{кр} = F_{tn} \cdot \frac{d_2}{2} = 10479,2 \cdot \frac{0,168}{2} = 881,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 99

де d_2 - ділильний діаметр колеса приводу проміжного вала.

Оскільки діаметри вала у перерізах під шестернею першої передачі і колесом приводу проміжного вала однакові, крутні моменти також однакові, а згинальний момент у перерізі під шестернею першої передачі більший, ніж під шестернею приводу проміжного вала, то перевірку міцності слід виконувати для перерізу під шестернею першої передачі.

Визначаємо номінальні напруження у цьому перерізі.

Номінальне напруження згину.

$$\sigma_{z2} = \frac{32M_{max}}{\pi d^3 \frac{32 \cdot 1197 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3}} \text{ МПа}$$

Номінальне осьове напруження.

$$\sigma_c = \frac{4F_{an}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5224,9}{3,14 \cdot 45^2} = 3,3 \text{ МПа}$$

Номінальне напруження при крученні (дотичне).

$$\tau = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16 \cdot 881,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 49,3 \text{ МПа}$$

Визначаємо еквівалентне напруження.

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{z2} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(133,9 + 3,3)^2 + 4 \cdot 49,3^2} = 169 \text{ МПа}$$

Визначаємо максимальне еквівалентне напруження.

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot k_n = 169 \cdot 2 = 338 \text{ МПа}$$

де k_n - коефіцієнт перевантаження.

Визначаємо допустиме еквівалентне напруження.

$$[\sigma]_E = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 950 = 760 \text{ МПа.}$$

Умова статичної міцності вала виконується, оскільки:

$$\sigma_{E \max} = 338 \text{ МПа} < [\sigma]_E = 760 \text{ МПа} .$$

3. Розрахунок вала на втомну міцність. Визначаємо границі втоми матеріалу вала:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 100	

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 0,45 \cdot 1200 = 540 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 \cdot 1200 = 300 \text{ МПа}$$

де σ_B - границя міцності матеріалу вала.

Визначаємо амплітуди нормальних і дотичних напружень.

Проміжний вал коробки передач передає навантаження із змінним напрямком, в такому разі [19], с. 414:

$$\sigma_a = \sigma_{3z} = 133,9 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau = 49,3 \text{ МПа}$$

Визначаємо середні значення нормальних і дотичних напружень [19], с. 414:

$\sigma_m = \sigma_c = 3,3 \text{ МПа}$ - для випадку передавання навантаження в різні напрямки. $\tau_m = 0$.

Вибираємо ефективні коефіцієнти концентрації напружень [19], табл. 31.2:

$$K_\sigma = 1,72; \quad K_\tau = 2,7.$$

Визначаємо коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень.

$$\begin{aligned} \psi_\sigma &= 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B \\ &= 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1200 \\ &= 0,26 \end{aligned}$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,26 = 0,13.$$

Вибираємо коефіцієнти запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями.

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{540}{\frac{1,72 \cdot 139,4}{0,71} + 0,26 \cdot 3,3} = 1,59.$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{K_d} + \psi_\tau \tau_m} = \frac{300}{\frac{2,7 \cdot 20,7}{0,71} + 0,13 \cdot 0} = 3,81.$$

Визначаємо загальний розрахунковий коефіцієнт запасу міцності вала у перерізі під шестернею першої передачі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1 Арк 186 / 101	

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{1,59 \cdot 3,81}{\sqrt{1,59^2 + 3,81^2}} = 1,5.$$

Мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності $[S]_{\min}=1,5$.

По даним розрахункам видно, що розрахований коефіцієнт запасу міцності відповідає мінімально допустимому, що дозволяє працювати конструкції, але при необхідності збільшення запасу міцності рекомендується коректувати діаметр вала, або використовувати міцніший матеріал.

В умовах експлуатації поломки валів коробок передач від втомленості не спостерігається, тому що великі запаси міцності по межі текучості забезпечують міцність проти втомленості. Внаслідок цього вали на втомленість можна не розраховувати.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Практична робота № 15

Тема: Розрахунок і вибір підшипників.

Приклад підбору і розрахунку підшипників кочення проміжного вала коробки передач.

Задача. Підібрати підшипники кочення для проміжного вала коробки передач за даними:

$d_n = 45$ мм – діаметр цапф вала для підшипників;

$n = 888,4 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – частота обертання вала;

$t \leq 100$ °C – робоча температура підшипників;

Режим навантаження вала – змінний;

$K_{\text{п}} = 2$ – коефіцієнт короткочасних перевантажень.

Інші дані взяті з розв'язання задачі з п.9.1:

Радіальне навантаження на опору А (лівий підшипник):

$R_{A1} = 6138$ Н – перша передача;

$R_{A2} = 7120$ Н – друга передача;

$R_{A3} = 7338$ Н – третя передача;

$R_{A4} = 7429$ Н – четверта передача.

Радіальне навантаження на опору В (правий підшипник):

$R_{B1} = 25932$ Н – перша передача;

$R_{B2} = 12598$ Н – друга передача;

$R_{B3} = 10179$ Н – третя передача;

$R_{B4} = 9089$ Н – четверта передача.

Осьові навантаження на:

$F_{an} = 5224,9$ Н – колесі привода проміжного вала;

$F_{a1} = 0$ Н – шестерні першої передачі;

$F_{a2} = 9546,8$ Н – шестерні другої передачі;

$F_{a3} = 6775$ Н – шестерні третьої передачі;

$F_{a4} = 5527$ Н – шестерні четвертої передачі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 103

$S = 250000$ км – ресурс коробки передач до капітального ремонту

$V_{аср} = 50$ км/год – середня технічна швидкість руху.

1. Аналіз навантаження та вибір типорозміру підшипника. Розрахункова схема для підбору підшипників зображена на рис. 9.6, на якій вказані напрями сил, що діють на його опори.

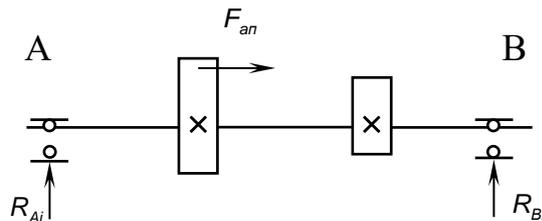


Рис. 9.6. Схема до розрахунку підшипників опор вала

Навантаженішою опорою у цій схемі є опора B оскільки вона навантажена найбільшою радіальною силою R_{B1} , а також при роботі на першій передачі осьова сила, яка виникає на проміжному валу при включенні цієї передачі, не врівноважується і сприймає найбільшу осьову силу F_{an} . Відношення

$\frac{F_{an}}{R_{B1}} = \frac{5224,9}{25932} = 0,2 < 0,38$, то для опор вала доцільно застосувати кулькові радіальні

підшипники [19], с.446. Зважаючи на значне радіальне навантаження та маючи діаметр цапф під підшипники, будемо орієнтуватись на підшипники середньої серії 50309, для яких із [21], табл. 13 маємо:

базова статична вантажність $C_0 = 26200$ Н ;

базова динамічна вантажність $C = 37100$ Н .

2. Відмінність розрахункових навантажень на підшипники від дійсних компенсується заміною дійсної частоти обертання підшипника еквівалентного [15], с. 108,

$$n_e = n \cdot K_{пн} = 888,4 \cdot 0,35 = 311 \frac{\text{об}}{\text{хв}},$$

де $n = 888,4 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$ – дійсна частота обертання підшипника;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 104

$K_{nH} = 0,35$ – коефіцієнт пробігу, який визначається таким же чином, як і при розрахунку зубчастих передач на контактну міцність.

3. Визначаємо номінальну довговічність підшипника за загальним пробігом автомобіля до капітального ремонту $S = 250000$ км та середній швидкості $\vartheta_{a\text{ ср}} = 50 \Leftrightarrow \frac{\text{км}}{\text{год}}$ руху автомобіля,

$$L_h = \frac{S}{\vartheta_{a\text{ ср}}} = \frac{250000}{50} = 5000 \text{ год.}$$

4. Визначаємо розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник. Згідно з умовами роботи підшипників беремо:

$V = 1$ – обертається внутрішнє кільце підшипника;

$K_\sigma = 1$ – для коробок передач [15], с.109;

$K_T = 1$ – температурний коефіцієнт при робочій температурі підшипників до 100°C .

У даному випадку $F_r = R_{B1} = 25932$ Н, а для кулькових радіальних підшипників $F_a = F_{an} = 5224,9$ Н. Тому для визначення коефіцієнтів X і Y знаходимо відношення $\frac{F_{an}}{C_0} = \frac{5224,9}{26200} = 0,199$ і за [19], табл.32,2 беремо параметр осьових навантаження $e = 0,35$. Оскільки відношення

$\frac{F_{an}}{V \cdot F_r} = \frac{5224,9}{1 \cdot 25932} = 0,2 < e = 0,35$, то за [19], форм. 32.10. ($X=1, Y=0$) розрахункове

еквівалентне навантаження на підшипники при роботі на передачах 1...4:

$$F_i = V \cdot F_r \cdot K_\sigma \cdot K_T:$$

$$F_1 = 25932 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 25932 \text{ Н};$$

$$F_2 = 12598 \cdot 1 \cdot 1 = 12598 \text{ Н};$$

$$F_3 = 10179 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 10179 \text{ Н}$$

$$F_4 = 9089 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 9089 \text{ Н.}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 105

5. Визначаємо довговічність підшипника в млн. обертів:

$$L = \frac{60 \cdot L_h \cdot n_e}{10^6} = \frac{60 \cdot 5000 \cdot 311}{10^6} = 93,3 \text{ млн. об.}$$

6. Визначаємо L_{hi} :

$$L_{hi} = \gamma_i \cdot L_h,$$

де γ_i – доля роботи коробки на i передачі за [32], с. 49: $\gamma_1 = 5\%$; $\gamma_2 = 10\%$; $\gamma_3 = 15\%$; $\gamma_4 = 30\%$;

L_h – номінальна довговічність, год.

Тоді

$$L_{h1} = \gamma_1 \cdot L_h = 5 \cdot 5000 = 250 \text{ год};$$

$$L_{h2} = \gamma_2 \cdot L_h = 10 \cdot 5000 = 500 \text{ год};$$

$$L_{h3} = \gamma_3 \cdot L_h = 15 \cdot 5000 = 750 \text{ год};$$

$$L_{h4} = \gamma_4 \cdot L_h = 30 \cdot 5000 = 1500 \text{ год}$$

7. Визначаємо еквівалентне навантаження на підшипник, враховуючи частку роботи коробки передач на кожній передачі

$$F_{ум} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot L_{h1} + F_2^3 \cdot L_{h2} + F_3^3 \cdot L_{h3} + F_4^3 \cdot L_{h4}}{L_h}} =$$

$$= \sqrt[3]{\frac{25932^3 \cdot 250 + 12598^3 \cdot 500 + 10179^3 \cdot 750 + 9089^3 \cdot 1500}{5000}} = 13351 \text{ Н}$$

8. Визначаємо необхідну динамічну вантажопід'ємність підшипника

$$C = F_{ум} \cdot L^{1/p} = 13351 \cdot 93,3^{1/3} = 59100 \text{ Н.}$$

За величиною C вибираємо згідно [23], табл. 13 підшипник 50409 для якого $C=59200 \text{ Н}$ і $C_0=45500 \text{ Н}$.

9. Визначаємо ресурс призначеного підшипника:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 106

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_{ym}} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 311} \cdot \left(\frac{59200}{133,51} \right)^3 = 5663 \text{ год ,}$$

що забезпечує необхідну довговічність.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 107

Практична робота № 16

Тема: Розрахунок і конструювання муфти.

Приклад розрахунку кулачкової муфти. Вихідні данні: номінальний момент $T_{\text{ном}} = 72 \text{ Н}\cdot\text{м}$; діаметр вала $d = 30 \text{ мм}$; коефіцієнт запасу $\beta = 1,45$. Приймаючи, що муфта спрацює при навантаженнях, що досягли критичного значення, маємо:

$$T_{\text{кр}} = \beta \cdot T_{\text{ном}} = 1,45 \cdot 72 = 104,4 \approx 105 \quad (16.1)$$

Виходячи з конструктивних міркувань, обираємо наступні параметри: діаметр кола, що проходить через середину кулачків, $d_c = 2d = 60 \text{ мм}$; ширина кулачків $b = 10 \text{ мм}$; число кулачків $z_k = 5$; кут $\alpha = 45^\circ$, кут тертя $\rho = 2^\circ$, коефіцієнт тертя $f = 0,05$.

Визначаємо колову силу при передачі $T_{\text{ном}}$

$$F_t = \frac{2T_{\text{ном}}}{d_c} = \frac{2 \cdot 72}{60 \cdot 10^{-3}} = 2,4 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (16.2)$$

Колову силу при передачі $T_{\text{кр}}$ визначаємо за формулою:

$$F_{\text{кр}} = \frac{2T_{\text{кр}}}{d_c} = \frac{2 \cdot 105}{60 \cdot 10^{-3}} = 3,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (16.3)$$

Сила, що діє на пружину під час спрацювання,

$$F_2 - F_{\text{кр}} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f \frac{d_c}{d} \right] = 3,5 \cdot 10^3 \left[\operatorname{tg}(45^\circ - 2^\circ) - 0,05 \frac{60}{30} \right] \quad (16.4)$$

$$= 2,9 \cdot 10^3$$

Для повернення до вихідного стану після спрацювання в пружині реалізується сила F_3 :

$$F_3 = F_{\text{ном}} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \beta) - f \frac{d_c}{d} \right] = 2,4 \cdot 10^3 \left[\operatorname{tg}(45^\circ + 2^\circ) - 0,05 \frac{60}{30} \right] \quad (16.5)$$

$$= 2,8 \cdot 10^3$$

Як видно з розрахунків, запропонована муфта забезпечує необхідні умови:

$$F_2 > F_1; F_2 > F_3 \quad (16.6)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 108

Розрахунок пружини ведемо за викладеною методикою, попередньо прийнявши: індекс пружини $c = 6$, $k = \frac{4c+2}{4c-3} = 1,24$ число робочих витків $z = 6$, матеріал дроту – сталь вуглецева, $\sigma_v = 1450$ МПа; $[\tau] = 0,4$; $\sigma_v = 580$ МПа.

Визначаємо діаметр дроту:

$$d_{\text{дрот}} \geq \sqrt{\frac{8F_2kc}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2,9 \cdot 10^3 \cdot 1,24 \cdot 6}{3,14 \cdot 580 \cdot 10^6}} = 10 \text{ мм} \quad (16.7)$$

Прийнявши $\frac{d_0}{d_{\text{дрот}}} = c$, попередня деформація пружини дорівнює:

$$\lambda = \frac{8 \cdot F_1 \cdot d_0^3 \cdot z}{G \cdot d_{\text{др}}^4} = \frac{8 \cdot F_1 \cdot c^3 \cdot z}{G \cdot d_{\text{др}}^4} = \frac{8 \cdot 2,4 \cdot 10^3 \cdot 6^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} \quad (16.8)$$

$$= 31 \text{ мм}$$

Висота кулачка муфти визначається рівнянням $h = \lambda_2 - \lambda_1$. Осадка пружини в момент спрацювання дорівнює:

$$\lambda_2 = \frac{8 \cdot F_2 \cdot c^3 \cdot z}{G \cdot d_{lh}} = \frac{8 \cdot 2,9 \cdot 10^3 \cdot 6^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^4 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} = 37 \text{ мм} \quad (16.9)$$

Отже, $h = 37 - 31 = 6$ мм.

Розраховані кулачки перевіряємо на зминання і витривалість, задавшись наступними характеристиками: матеріал кулачків – сталь 40Х, загартована до HRC 60; $[\sigma]_{\text{зм}} = 30$ МПа; $[\sigma]_{\text{н}} = 25$ HRC = 1500 МПа; радіус заокруглення кулачків $r = 2$ мм.

Сила нормального тиску на кулачки:

$$F_n = \frac{F_{\text{кр}}}{\cos \alpha} = \frac{3,5 \cdot 10^3}{\cos 45^\circ} = 4,95 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (16.10)$$

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F_n}{v(h-r)z_k} = \frac{4,95 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^{-3}(6-2) \cdot 10^{-3} \cdot 5} = 25 \text{ МПа}$$

Контактні напруження дорівнюють:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 109

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{B \cdot \rho \cdot z_k}} = 0,418 \sqrt{\frac{4,95 \cdot 10^3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot 5}} \quad (16.11)$$

$$= 1350 \text{ МПа}$$

Таким чином, умови міцності виконані:

$$\sigma_{3M} < [\sigma]_{3M}; \sigma_H < [\sigma]_H \quad (16.12)$$

Приклад розрахунку фрикційної дискової муфти. Розрахувати фрикційну дискову муфту для передачі номінального моменту $T_{\text{ном}} = 27 \text{ Н} \cdot \text{м}$, при частоті обертання $n = 1500 \text{ об/хв}$, робота муфти без змащення.

Виходячи з рекомендацій, приймаємо діаметр вала $d_B = 18 \text{ мм}$. В умові задачі не обговорені особливості експлуатації, отже $\beta_H = 1,25$. Тоді:

$$T_{\text{кр}} = \beta \cdot T_{\text{ном}} = 1,25 \cdot 27 = 33,75 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (16.13)$$

Зовнішній і внутрішній діаметри будуть дорівнювати:

$$d_H = (3 \div 4)d_B = 4 \cdot 18 = 72 \text{ мм} \quad (16.14)$$

$$d_B = (0,5 \div 0,6)d_H = 0,5 \cdot 72 = 36 \text{ мм}$$

Зведений радіус кільця тертя:

$$r_{3B} = \frac{d_H^3 - d_B^3}{3(d_H^2 - d_B^2)} = \frac{72^3 - 36^3}{3 \cdot (72^2 - 36^2)} = 28 \text{ мм} \quad (16.15)$$

При розрахунках критичної осьової сили знайдемо її найбільше значення:

$$F_{\text{акр}} = \frac{[p] \cdot \pi \cdot (d_H^2 - d_B^2)}{4} = \frac{0,25 \cdot 10^6 \cdot 3,14 \cdot (72^2 - 36^2)}{4} \quad (16.16)$$

$$= 763 \text{ Н}$$

При виборі величини $[p]$ задалось тим, що муфта працює без змащення, а тертя сталі відбувається по азбестовій обкладинці. Необхідне число пар тертя знайдемо з формули:

$$z \geq \frac{T_{\text{кр}}}{f \cdot F_{\text{акр}} \cdot r_{\text{пр}}} = \frac{33,75}{0,3 \cdot 763 \cdot 28 \cdot 10^{-3}} = 5,26 \quad (16.17)$$

Заокругливши знайдене значення в бік збільшення, маємо $z = 6$.

Число ведучих дисків:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 110

$$z_1=0,5; z=3$$

Число ведених дисків:

$$z_2= z_1+1=4$$

Приклад розрахунку муфти зі зрізним штифтом. Розрахувати запобіжну муфту зі зрізним штифтом для передачі номінального моменту $T_{\text{ном}} = 18 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Виходячи з конструктивних міркувань, приймаємо радіус, на якому розташовані осі штифтів, $R = 45 \text{ мм}$. З міркувань кращого балансування рухомих частин беремо число штифтів $z = 2$.

Матеріал штифта – сталь 45 з загартуванням, $t_v = 980 \text{ МПа}$. Увага! При подальших розрахунках використовується t_v , а не звичайне $[\tau]_{\text{зр}}$.

Для звичайних умов експлуатації беремо $\beta_n = 1,25$, тоді:

$$T_{\text{кр}} = \beta \cdot T_{\text{ном}} = 22,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (16.18)$$

З умови міцності:

$$T_{\text{кр}} = \frac{\pi d^2}{4} R z \cdot \tau_v \quad (16.19)$$

Потрібний діаметр штифта з умови міцності:

$$d = \sqrt{\frac{4T_{\text{кр}}}{\pi \cdot R \cdot z \cdot \tau_v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 22,5}{3,14 \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 980 \cdot 10^6}} = 0,57 \quad (16.20)$$

Згідно з рекомендаціями, викладеними в підрозділі, присвяченому розрахунку муфт з елементом, що руйнується, довжину штифта l приймаємо 18 мм .

Враховуючи незначну величину діаметра штифта і його масу, обмежимося одним штифтом діаметром $d = 1,0 \text{ мм}$ і зменшимо R до 30 мм .

Визначаємо при вибраних розмірах τ_v :

$$\tau_v = \frac{4T_{\text{кр}}}{\pi d^2 R z} = \frac{4 \cdot 22,5}{3,14(1 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 2} = 960 \text{ МПа} \quad (16.21)$$

Недовантаження штифта складає:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 186 / 111</i>

$$980-960/980 * 100\% = 2\%$$

(16.22)

Отже, запропонований штифт задовольняє умовам задачі.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 112

Практична робота № 17

Тема: Розрахунок різьбових з'єднань.

Вибір допустимих напружень при розрахунку гвинтів і гайок передач

Основна причина виходу з ладу гвинтів і гайок передач – знос різьби. Як критерій зносостійкості різьби гвинтової пари приймають тиск q між різьбою гвинта і гайки, що не повинний перевищувати допустимий $[q]$, який залежить від матеріалів гвинтової пари та умов її експлуатації.

Згідно даним [3;8] рекомендується приймати тиск q для сталей: загартованої по бронзі – 10...13, незагартованої по бронзі – 8...10, незагартованої по чавуні – 5...6, по антифрикційному чавуні – 10..13 МПа.

Для гвинтів механізмів точних переміщень допустимий тиск варто приймати в 2–3 рази менше, ніж для гвинтів загального призначення. Крім розрахунку різьби гвинтової пари на зносостійкість по тиску гвинти, навантажені істотними осьовими силами (наприклад гвинти домкратів), перевіряють на міцність і стійкість.

Розрахунок на міцність полягає у визначенні еквівалентних напружень $\sigma_{\text{екв}}$, що виникають під дією розтягуючої (стискаючої) осьової сили й обертаючого моменту, і порівнянні цих напружень з допустимими.

Допустимі напруження на розтяг $[\sigma_p]$ і стиск $[\sigma_{\text{ст}}]$ для гвинтів передач

$$[\sigma_p] = [\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\sigma_T}{3}, \quad (4.6)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу гвинта.

Довгий гвинт, що знаходиться під дією стискаючої сили, додатково перевіряють на стійкість (поздовжній вигин), за коефіцієнтом запасу стійкості, що не повинний бути менше допустимого.

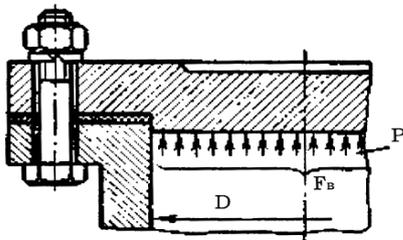
Допустимий коефіцієнт запасу стійкості $[n_u]$ для вертикальних гвинтів 2.5...4,0, для горизонтальних – 3,5...5,0.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 113

При розрахунку гайки варто використовувати значення допустимих напружень, що рекомендуються, в залежності від матеріалу гайки [11]: для бронзи $[\sigma_p] = 35...45$ МПа; для чавуна – $20...25$ МПа; для бронзи або чавуна по чавуні чи сталі $[\sigma_{3M}] = 35...45$ МПа; для бронзи $[\tau_{3p}] = 20...25$ МПа; для чавуна $[\tau_{3p}] = 20...30$ МПа.

Приклади розрахунку і конструювання рознімних з'єднань

Задача 1. Розрахувати болти, з'єднуючі кришку з циліндричною посудиною для стиснутого повітря (рис. 4.1), при наступних даних: тиск стиснутого повітря в циліндрі $p = 1,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$; внутрішній діаметр циліндра $D = 260$ мм; число болтів $z = 6$; матеріал болтів – Сталь 20; клас міцності 4.6; затяжка контрольована.



Розв'язання. 1. В даному з'єднанні болти поставлені з попередньою затяжкою. Додаткова затяжка їх під навантаженням відсутня. Зовнішня сила $F_в$, діюча на болтове з'єднання, являє собою силу внутрішнього тиску стиснутого повітря на кришку циліндра:

$$F_в = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p = \frac{3,14 \cdot 260^2}{4} \cdot 1,3 = 68986 \text{Н.}$$

2. Зовнішня сила, що приходить на один болт,

$$F = \frac{F_в}{z} = \frac{68986}{6} = 11498 \text{Н.}$$

3. Приймаємо коефіцієнт зовнішньої навантаження $\chi = 0,5$ (для герметизації з'єднання між кришкою і фланцем циліндра встановлена поліетиленова прокладка), а коефіцієнт запасу попередньої затяжки $K_3 = 3$ [24, с.82].

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 114

4. Розрахункова осьова сила F_p , що діє на болти з врахуванням крутного момента попередньої затяжки та прикладення зовнішньої сили F , за даними [24, формула (4.21)]:

$$F_p = (1,3 \cdot K_3(1 - \chi) + \chi) \cdot F = (1,3 \cdot 3 \cdot (1 - 0,5) + 0,5) \cdot 11498 = 28170 \text{ Н.}$$

5. Для заданого класу міцності границя текучості матеріалу болтів $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$ [24, табл. 4.3]. При контрольованій затяжці болтів назначаємо коефіцієнт запасу міцності $[n_T] = 2,5$.

За даними [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{240}{2,5} = 96 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

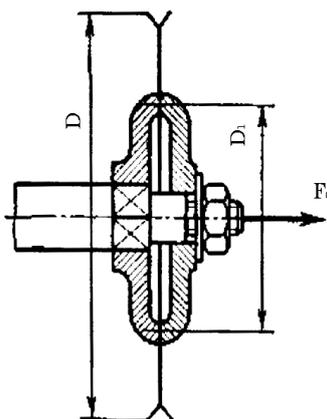
6. Розрахунковий діаметр різьби болтів за даними [24, формула (4.22)]:

$$d_p = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{F_p}{[\sigma_p]}} = 1,13 \cdot \sqrt{\frac{28170}{96}} = 19 \text{ мм.}$$

За даними [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу М20 з кроком $p = 2,5 \text{ мм}$, для якої

$$d_p = d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65 \text{ мм.}$$

Задача 2. Дискова пилка діаметром $D = 240 \text{ мм}$ (рис 4.3) закріплена на валу



між двома шайбами та утримується від прокручування силами тертя, що створюються затяжкою гайки на кінці вала. Затяжка не контрольована. Визначити діаметр нарізаної частини вала, матеріал якого Сталь 45; клас міцності 5.6. Коефіцієнт тертя між пилкою і шайбами $f = 0,18$. Середній діаметр шайб $D_I = 60 \text{ мм}$. Пилка протидіє опору різання $F = 800 \text{ Н}$.

Розв'язання. 1. Потрібна сила тертя F_f , діюча на середньому діаметрі шайб. Для надійної роботи пилки необхідно, щоб момент сили тертя T_f був більший момента сили різання $T_{різ}$ на 25%, тобто

$$T_f = 1,25T_{різ},$$

або

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 115

$$\frac{F_f \cdot D_1}{2} = \frac{1,25F \cdot D}{2}$$

звідки

$$F_f = \frac{1,25F \cdot D}{D_1} = \frac{1,25 \cdot 800 \cdot 240}{60} = 4000 \text{ Н.}$$

2. Сила, з якою повинна бути затиснута пилка

$$F_0 = \frac{F_f}{f} = \frac{4000}{0,18} = 22,2 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

За цією силою розраховують нарізану частину вала пилки.

3. Для заданого класу міцності границя текучості матеріалу вала $\sigma_T = 250 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ [24, табл. 4.3]. За [24, табл. 4.4] приймаємо коефіцієнт запасу міцності $[n_T] = 2$ в передбачені, що зовнішній діаметр різьби знаходиться в інтервалі 16...30 мм. За [24, формула (4.29)] допустиме напруження на розтяг:

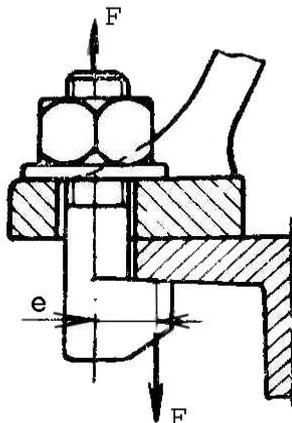
$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[n_T]} = \frac{250}{2} = 125 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

4. В даному випадку нарізана частина вала працює як затягнутий болт без зовнішнього осевого навантаження. Розрахунковий діаметр різьби вала за [24, формула (4.16)]:

$$d_p = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma_p]}} = 1,3 \cdot \sqrt{\frac{22,2 \cdot 10^3}{125}} = 17,3 \text{ мм.}$$

За [24, табл. 4.1] приймаємо різьбу М20 з кроком $p = 2,5$ мм, для якої:

$$d_p = d - 0,94p = 20 - 0,94 \cdot 2,5 = 17,65 \text{ мм.}$$



Задача 3. Болт з ексцентричною головкою (рис. 4.4) має різьбу М24. Визначити, при якому зусиллі затяжки F еквівалентне напруження в небезпечній точці стержня болта буде дорівнювати допустимому $[\sigma_p] = 75$ МПа. Ексцентриситет $e = 0,7 d$; коефіцієнт тертя в різьбі $f = 0,18$. При розрахунку використовувати теорію міцності енергії формозмінення. Порівняти отримане значення F з допустимим для болта того ж діаметра, що має

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 116

центральну головку.

Розв'язання: 1. Еквівалентне

напруження (за теорією міцності енергії формозмінення) при роботі стержня болта на одночасну дію розтягу, згину та кручення:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_{\text{зг}})^2 + 3 \cdot \tau_{\text{к}}^2}.$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{0,8}{\frac{\pi \cdot 50^2}{4}} = 0,0407 \cdot F,$$

де внутрішній діаметр різьби $d_1 = 50 \text{ мм}$.

Напруження від згину в небезпечній точці поперечного перетину:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot e}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{0,8 \cdot 35}{\frac{3,14 \cdot 50^3}{32}} = 0,228 \cdot F.$$

Напруження від кручення в небезпечній точці поперечного перетину:

$$\begin{aligned} \tau_{\text{к}} &= \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{р}}} = \frac{M_{\text{к}}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \frac{F \cdot \frac{d_{\text{ср}}}{2} \cdot \text{tg}(\lambda + \rho')}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} = \\ &= \frac{F \cdot \frac{52,05}{2} \cdot \text{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 48')}{\frac{3,14 \cdot 50^3}{16}} = 0,0184 \cdot F, \end{aligned}$$

де $d_{\text{ср}} = 52,05 \text{ мм}$;

$$\lambda = \text{arctg} \frac{s}{\pi \cdot d_{\text{ср}}} = \text{arctg} \frac{3}{3,14 \cdot 52,05} = \text{arctg} 0,0183 = 1^\circ 3';$$

$$\rho' = \text{arctg} \frac{f}{\cos \beta} = \text{arctg} \frac{0,18}{\cos 30^\circ} = \text{arctg} 0,708 = 40^\circ 35'.$$

Підставимо значення напружень в формулу для $\sigma_{\text{екв}}$ та прирівняємо його до $[\sigma_p]$, отримаємо:

$$\sigma_{\text{екв}} = F \cdot \sqrt{(0,0407 + 0,228)^2 + 3 \cdot 0,0184^2} = [\sigma_p] = 216 \text{ МПа}.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 117

2. Виразимо з отриманого рівняння F :

$$[F] = \frac{216}{0,254} = 850\text{Н.}$$

Для болта з центральним навантаженням $\sigma_{z2} = 0$ тоді

$$\sigma_{\text{екв}} = F \cdot \sqrt{0,0407^2 + 3 \cdot 0,0184^2} = 0,0413F$$

$$[F] = \frac{216}{0,0413} = 5230\text{Н.}$$

Допустиме навантаження для болта з ексцентричною головкою виявилась на 83,3 % менше, ніж для центрально навантаженого болта.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 118

Практична робота № 18

Тема: Розрахунок шпонкових з'єднань. Розрахунок шліцьових з'єднань.
Вибір допустимих напружень при шпонкових і шліцьових (зубчастих) з'єднань
Допустимі напруження у нерухомих шпонкових з'єднаннях

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{n}, \quad (4.3)$$

де σ_T – границя текучості найбільш слабкого матеріалу деталей вала, шпонки чи маточини; n – коефіцієнт безпеки (запасу міцності).

Коефіцієнт n визначається для контакту шпонки з кожною деталлю окремо [3]:

– зі сталевими деталями

$n = 1,9...2,3$ – при нереверсивному мало змінюючому навантаженні;

$n = 2,9...3,5$ – при навантаженні з частими пусками і зупинками;

$n = 2,4...4,5$ – при реверсивному навантаженні;

— с чавунними деталями $[\sigma_{зм}] = 80.. 100$ МПа.

У рухливих (в осьовому напрямку) з'єднаннях під навантаженням граничний тиск на шпонку визначається опором заїданню. При незагартованих тертьових поверхнях і малих швидкостях переміщення допустимі напруження приймають рівними $[\sigma_{зм}] = 10...20$ МПа.

Допустимі напруження на зріз шпонок відповідно до рекомендацій [14] приймають $[\tau_{зр}] = 70... 100$ МПа.

Відповідно до ГОСТ 21425-75 розрахунок шліцьових з'єднань повинен проводитися на зминання і спрацювання відповідно до основних граничних станів шліцьових з'єднань – зминанням і спрацюванням. З'єднання, навантажені тільки обертаючим моментом, без осьових переміщень, на спрацювання не розраховуються.

Допустимі напруження на зминання прямобічних шліцьових з'єднань [18; 19]

$$[\sigma_{зм}] = \frac{\sigma_T}{nK_{зм}K_D}, \quad (4.4)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 119

де σ_T – границя текучості матеріалу зубів (шліців) меншої твердості, визначають за таблицями механічних характеристик у залежності від термічної обробки; n – коефіцієнт запасу міцності вибирають рівним 1,25...1,4, менші значення для незагартованих робочих поверхонь невідповідальних з’єднань, більші – для загартованих робочих поверхонь і відповідальних з’єднань; K_{zm} – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на зминання, визначають за рекомендаціями [13;18]; K_D – коефіцієнт динамічності навантаження, при частому реверсуванні $K_D = 2...2.5$.

Допустимі напруження на спрацювання прямобічних шліцьових з’єднань:

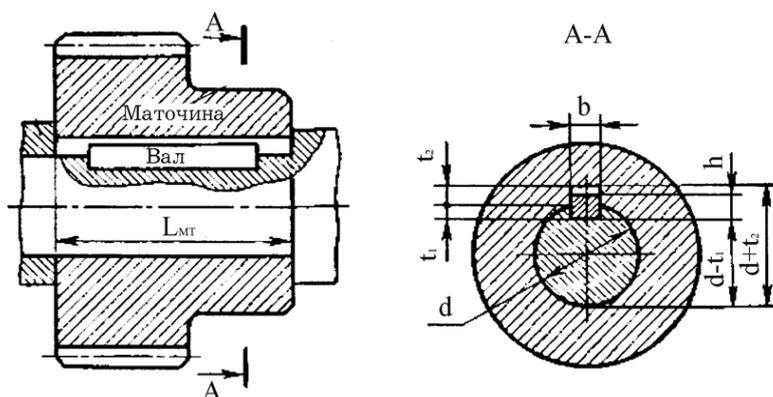
$$[\sigma_{СП}] = \frac{[\sigma_y]}{K_{zn}K_DK_p}, \quad (4.5)$$

де $[\sigma_y]$ – допустимий умовний тиск при базовому числі циклів і постійному режимі роботи, деякі значення якого приведені в [18], при роботі з частими реверсами $[\sigma_y]$ рекомендується знижувати на 20...25 %; K_{zn} – загальний коефіцієнт концентрації навантаження при розрахунку на спрацювання, що враховує вплив нерівномірності шліців; K_D – коефіцієнт довговічності; K_p – коефіцієнт умов роботи; усі три коефіцієнти приймають за даними [13;18].

Наближений розрахунок зубчастих евольвентних з’єднань виконують за формулами для прямобічних з’єднань.

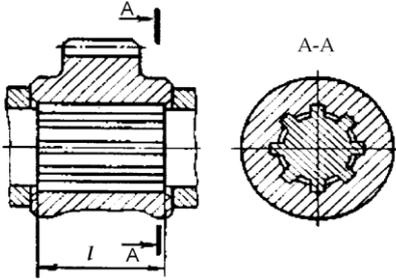
Приклади розрахунку і конструювання нерознімних з’єднань

Задача 1. Для з’єднання сталюго зубчастого колеса з валом



(рис. 4.5) підібрати розміри і перевірити міцність призматичної шпонки зі скругленими

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 120



торцями за наступними даними: діаметр вала $d = 50$ мм; довжина маточини колеса $L_{mat} = 70$ мм; момент, що передається шпонковим з'єднанням $T = 380$ Н·м; навантаження спокійне.

Розв'язання. 1. Для діаметра вала $d = 50$ мм за даними [24, табл. 5.1] приймаємо розміри перерізу шпонки $b = 14$ мм, $h = 9$ мм. Глибина паза $t_1 = 5,5$ мм.

2. Вибираємо довжину шпонки. При довжині маточини $L_{mat} = 70$ мм приймаємо довжину шпонки $l = 63$ мм. Робоча довжина шпонки $l_p = l - b = 63 - 14 = 49$ мм.

3. Допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 120$ Н/мм² (маточина стальна).

4. Розрахункове напруження зминання шпонки за [24, формула (5.1)]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 380 \cdot 10^3}{50 \cdot (9 - 5,5) \cdot 49} = 89 \frac{Н}{мм^2},$$

що задовільняє умові міцності.

2. Умовне позначення шпонки:

шпонка 14×9×63 ГОСТ 23360–78.

Задача 6. Підібрати нерухоме шліцьове прямобочне з'єднання зубчастого колеса з валом (рис. 4.6) і перевірити міцність шліців по наступним даним: розрахунковий діаметр вала $d = 55$ мм, робоча довжина шліців $l = 50$ мм; момент $T = 800$ Н·м; навантаження спокійне; робочі поверхні шліців термообробці не підлягають.

Розв'язання. 1. За [24, табл. 5.2] приймаємо розміри з'єднання легкої серії, котра рекомендується для нерухомих з'єднань. Для діаметра вала $d = 55$ мм:

Рис $z \times d \times D = 8 \times 42 \times 46.$

2. Для вибраного з'єднання приймаємо питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь $T_F = 232$ мм³ за даними [24, табл 5.2].

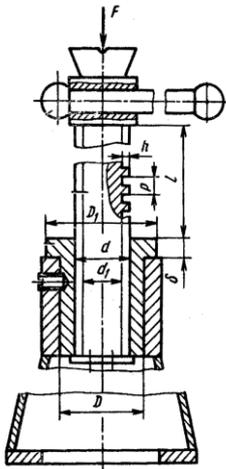
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 121

3. Міцність нерухомого з'єднання перевіряємо за напруженнями зминання. Для з'єднань з незагартованими поверхнями при спокійному навантаженні приймаємо допустиме напруження на зминання $[\sigma_{зм}] = 70 \text{ Н/мм}^2$.

4. Розрахункове напруження зминання шліців за [24, формула (5.4)]

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{T_F \cdot l} = \frac{800 \cdot 10^3}{232 \cdot 50} = 69 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{зм}] = 70 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

Умова міцності з'єднання виконується.



Задача 7. Розрахувати гвинт і гайку домкрата (рис. 4.7) для підйому вантажу масою $m = 5 \text{ т}$ на висоту $l = 300 \text{ мм}$. Переміщується гвинт. Матеріал гвинта і гайки вибрати самостійно.

Розв'язання: 1. Визначаємо силу, яка діє на гвинт,

$$F = m \cdot g = 5000 \cdot 9,8 = 49000 \text{ Н}.$$

2. Приймаємо матеріал гвинта Сталь 45, гайки – антифрикційний чавун АС4 і квадратну однозахідну різьбу. Приймаємо допустимий тиск $[p] = 6 \text{ МПа}$, коефіцієнт висоти різьби $k_p = 0,5$, коефіцієнт висоти гайки $k_2 = 2,5$.

3. Визначаємо середній діаметр різьби d_2 із розрахунку різьби на зносостійкість [20, формула (5.19)]:

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot k_p \cdot k_2 \cdot [p]}} = \sqrt{\frac{49000}{3,14 \cdot 0,5 \cdot 2,5 \cdot 6}} = 45,6 \text{ мм}.$$

4. Основні параметри різьби визначаємо за [20, формула (5.20)]. Приймаємо $d_2 = 36 \text{ мм}$; висота:

$$h = 0,1 \cdot d_2 = 0,1 \cdot 46 = 4,6 \text{ мм};$$

зовнішній діаметр різьби:

$$d = d_2 + h = 46 + 4,6 = 50,6 \text{ мм};$$

внутрішній діаметр різьби:

$$d_1 = d_2 - h = 46 - 4,6 = 41,4 \text{ мм};$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 122

крок різьби:

$$p = 2h = 2 \cdot 4,6 = 9,2 \text{ мм}$$

Кут нахилу (підйому) гвинтової лінії визначаємо за [20, формула (5.10)]:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \frac{9,2}{3,14 \cdot 46} = 0,0637, \text{ звідки } \psi = 3,6^\circ.$$

Для матеріалів сталь – чавун приймаємо $f = 0,15$ і за [20, формула (5.11)] $\operatorname{tg} \phi = f = 0,5$, знаходимо $8,53^\circ$.

5. Зовнішній діаметр гайки D визначаємо при умові, що вся осьова сила сприймається тією частиною гайки, яка розташована за межами фланця

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma]_p} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 49000}{3,14 \cdot 38} + 50,6^2} = 65 \text{ мм},$$

де $[\sigma]_p = 38$ МПа для чавуна.

6. Визначаємо середній діаметр опорного торця гайки [20, формула (5.7)]:

$$D_{cp} = \frac{D + d}{2} = \frac{65 + 50,6}{2} = 58 \text{ мм}.$$

7. Обертний момент для підйому вантажу визначаємо за [20, формула (5.13)]:

$$\begin{aligned} T_{nid} &= 0,5 \cdot F \cdot [f \cdot D_{cp} + d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \phi)] \\ &= 0,5 \cdot 49000 \cdot [0,15 \cdot 58 + 46 \cdot \operatorname{tg}(4,6^\circ + 8,53^\circ)] \\ &= 238016 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

8. Перевіряємо гвинт на міцність (з урахуванням кручення) [20, формула (5.24)], спочатку визначивши коефіцієнт корисної дії за [20, формула (5.13)]:

$$\eta = \frac{d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi}{f \cdot D_{cp} + d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \phi)} = \frac{46 \cdot \operatorname{tg} 4,6^\circ}{0,15 \cdot 65 + 46 \cdot \operatorname{tg}(4,6^\circ + 8,53^\circ)} = 0,180.$$

Тоді

$$\begin{aligned} \sigma_{екв} &= \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{T_{nid}}{0,2 d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 49000}{3,14 \cdot 41,4^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{238016}{0,2 \cdot 41,4^3}\right)^2} = \\ &= 49,5 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк. 186 / 123

Оскільки допустиме напруження для Сталі 45 $[\sigma_{ст}] = 210 \text{ МПа} > 49,5 \text{ МПа}$, то міцність гвинта при стиску та крученні забезпечена.

9. При перевірці на поздовжній згин визначаємо спочатку приведений момент інерції [20, формула (5.27)]:

$$I = \frac{\pi \cdot d_1^4 \left(0,4 + \frac{0,6 \cdot d}{d_1}\right)}{64} = \frac{3,14 \cdot 41,4^4 \left(0,4 + \frac{0,6 \cdot 50,6}{41,4}\right)}{64} = 163346 \text{ мм}^4.$$

10. Приймаємо модуль пружності для сталі $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; коефіцієнт запасу стійкості приймаємо $[S_y] = 3$; коефіцієнт приведення довжини гвинта при одній жорсткій опорі $\mu = 2$. Після чого визначаємо максимальну силу за [20, формула (5.26)]:

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{[S_y] \cdot (\mu l)^2} = \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 163346}{3 \cdot (2 \cdot 300)^2} \text{ max}.$$

Оскільки $49000 \text{ Н} < 298246 \text{ Н}$, то поздовжня стійкість забезпечена.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Практична робота № 19

Тема: Розрахунок зварних з'єднань. Розрахунок заклепкових з'єднань.

При дотриманні стандартних вимог виробництва зварювання, належного підбора електродів і флюсу домагаються, щоб міцність наплавленого металу шва була не нижче міцності основного матеріалу деталей, що зварюються, тобто забезпечують рівну міцність зварного шва і деталей, що з'єднуються. Однак в пришовній зоні термічного впливу (3...6 мм), де метал деталей, що зварюються, перетерплює структурні зміни, не завжди вдається зберегти початкові характеристики вихідного матеріалу, особливо при ручному зварюванні. Ця зміна матеріалу, що зварюється, визначається коефіцієнтом міцності шва ϕ і враховується при виборі допустимих напружень.

Допустимі напруження у зварних швах при статичному зовнішньому навантаженні призначають для основного металу в залежності від допустимих напружень, а також від способу зварювання і характеристики електродів [4].

В якості основного прийняте допустиме напруження на розтягання $[\sigma_p]$ основного матеріалу, для інших видів деформацій напруження визначаються в залежності від допустимих напружень на розтягання для зварного шва

$$[\sigma'_p] = \phi \cdot [\sigma_p], \quad (3.2)$$

де ϕ – коефіцієнт зниження допустимих напружень визначається за [6; 14].

Для зварних конструкцій при дії змінних навантажень допустимі напруження для основного металу і зварного шва зменшують у порівнянні з допустимими напруженнями використовуваними в розрахунках при статичному навантаженні,

$$[\sigma_R] = \gamma \cdot [\sigma'_p]. \quad (3.3)$$

Коефіцієнт зниження допустимих напружень γ залежить від типу з'єднань, що визначає характер розподілу напружень в перетині, характеристики циклу R і марки сталі:

$$\gamma = \frac{1}{[(aK_\sigma \pm b) - (aK_\sigma \mp b)R]}, \quad (3.4)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 125

де a і b – коефіцієнти для вуглецевої сталі рівні відповідно 0,56 і 0,26; для легованої – 0,66 і 0,30, K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при симетричному циклі вибирають за даними [6]; R – коефіцієнт асиметрії циклу, визначається як відношення найменшого і найбільшого за абсолютним значенням напружень чи зусиль, взятих зі своїми знаками:

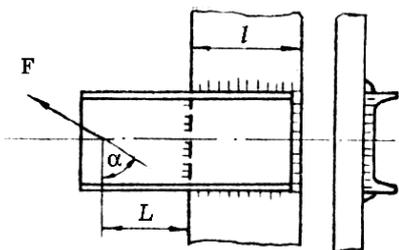
$$R = R_\sigma = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max} = \frac{F_{min}}{F_{max}}}$$

У знаменнику формули (3.4) верхні знаки приймають при розтягуючому найбільшому по абсолютному значенню напружень і при дотичних напруженнях, нижні – при стискаючому.

Якщо при обчисленні γ за формулою (3.4) одержують $\gamma > 1$, то в розрахунок приймають $\gamma = 1$. Це звичайно виходить при великій асиметрії циклу $R > 0$ і вказує на те, що для даного циклу вирішальне значення має не опір утоми, а статична міцність.

Приклади розрахунку і конструювання нерознімних з'єднань

Задача 1. Розрахувати зварне з'єднання (рис. 3.1).



Рис

Дані для розрахунку:

$F=18$ кН; $\alpha = 30^\circ$; $L=120$ мм; $l = 80$ мм; матеріал деталей з'єднання – сталь Ст 3;

допустиме напруження, за яким здійснено розрахунок, $[\sigma]_{зг} = 160$ МПа

Навантаження статичне.

Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.

Розв'язання: 1. При ручному зварюванні вибираємо електроди Э42. Визначаємо допустиме напруження зрізу згідно [1, с. 345, табл. 36]

$$[\tau']_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_p,$$

$$[\tau']_{зр} = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.} \quad (1.1)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 126

1. Горизонтальну F_x і вертикальну F_y складові сили визначаємо за формулами:

$$F_x = F \cdot \sin \alpha \text{ і } F_y = F \cdot \cos \alpha; \quad (1.2)$$

$$F_x = 18 \cdot \sin 30^\circ = 18 \cdot 0,5 = 9 \text{ кН},$$

$$F_y = 18 \cdot \cos 30^\circ = 18 \cdot 0,866 = 15,59 \text{ кН}.$$

3. Потрібний момент опору швелера поперечно визначаємо, згідно [23, с. 251] за формулою:

$$W_x = \frac{M_{32}}{[\sigma]_{32}}, \quad (1.3)$$

де $M_{32} = F_y L$;

$$M_{32} = 15,59 \cdot 0,12 = 1,87 \text{ кН} \cdot \text{м}, \text{ тоді}$$

$$W_x = \frac{1,87 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{160} = 1,17 \cdot 10^4 \text{ мм}^3 \text{ або } 11,7 \text{ см}^3.$$

Згідно ГОСТ 8240-72 вибираємо швелер, у якого довідкова величина W_x більше або рівне розрахунковому значенню, отриманому за формулою (1.3). Катет шва приймаємо рівним товщині стінки $k = 5$, а ширину плити – висоті швелера $l = h$. Приймаємо швелер № 6,5 з $W_x = 15 \text{ см}^3$. У нього $h = 65 \text{ мм}$ [23, додаток 1].

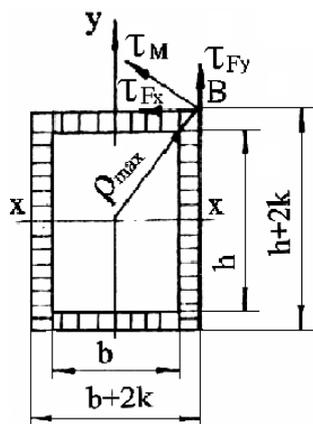


Рис. 3 2

4. Зварний шов знаходиться в складному напруженому стані. Сумарне значення в найбільш навантажених точках визначається як геометрична сума трьох напружень: τ_m ; τ_{Fx} ; τ_{Fy} (рис. 3.2).

5. Напруження від моменту в точці В, найбільш віддаленій від центру ваги швів, згідно [11, с. 52]

$$\tau_m = \frac{M \cdot \rho_{max}}{I_p^I}, \quad (1.4)$$

$$\text{де } M = F_y \cdot \left(L + \frac{l}{2} \right) = 15,59 \cdot \left(0,12 + \frac{0,065}{2} \right) = 6,904 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 127

$$\rho \sqrt{\left(\frac{h+2k}{2}\right)^2 + \left(\frac{b+2k}{2}\right)^2} \sqrt{\left(\frac{0,065+2 \cdot 0,005}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,08}{2}\right)^2} = 0,055 \text{ м,} \\ \text{max}$$

I_p^I – розрахунковий полярний момент інерції швів, згідно [11, с. 53]:

$$I_p^I = 0,7 I_p, \quad (1.5)$$

де $I_p = I_x + I_y$.

6. Моменти інерції відносно осі X:

$$I_x = \frac{(b+2k) \cdot (h+2k)^3}{12} - \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,008 \cdot (0,065+2 \cdot 0,005)^3}{12} - \frac{0,065^3 \cdot (0,08-2 \cdot 0,005)}{12} = 1,21 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4. \quad (1.6)$$

7. Моменти інерції відносно осі Y:

$$I_y = \frac{(h+2k) \cdot (b+2k)^3}{12} - \frac{h b^3}{12} = \frac{(0,065+2 \cdot 0,005) \cdot (0,08-2 \cdot 0,005)^3}{12} - \frac{0,065(0,08-2 \cdot 0,005)^3}{12} = 2,86 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4. \quad (1.7)$$

Підставимо значення M , ρ_{max} і I_p^I в формулу (1.4), отримаємо максимальне значення напруження в зварному шві від моменту:

$$\tau_M = \frac{6,94 \cdot 0,055}{1,21 \cdot 10^{-6} + 2,86 \cdot 10^{-7}} = 255,1 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

8. Напруження в зварному шві від сили F_x , згідно [11, с. 53]:

$$\tau_{Fx} = \frac{F_x}{A_{36}}, \quad (1.8)$$

$$\tau_{Fx} = \frac{9 \cdot 10^3}{1015} = 8,86 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2},$$

де A_{36} – сумарна розрахункова площа зварних швів в бісекторному перерізі:

$$A_{36} = 0,7 \cdot [(h+2k) \cdot (b+2k) - h \cdot b],$$

$$A_{36} = 0,7[(65+2 \cdot 5) \cdot 80 - 65 \cdot (80-2 \cdot 5)] = 1015 \text{ мм}^2.$$

9. Напруження в зварному шві від сили F_y :

$$\tau_{Fy} = \frac{F_y}{A_{36}}, \quad (1.9)$$

$$\tau_{Fy} = \frac{15,59 \cdot 10^3}{1015} = 15,34 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

10. Результуюче напруження τ визначається побудовою

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 128

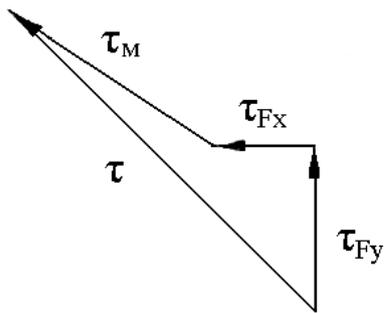


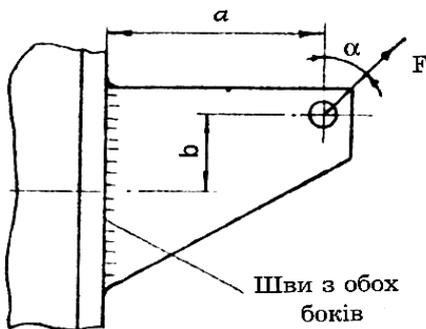
Рис. 3.3

векторного багатокутника (рис. 3.3) і порівнюється з допустимим напруженням $[\tau]_{зр}$ для зварного шва.

$$\tau \leq [\tau]_{зр} \quad (1.10)$$

Якщо умова не виконується, то необхідно збільшити розміри зварного шва.

Задача 2. Розрахувати зварне з'єднання листа і кутика (рис. 3.4).



Дані для розрахунку:

$$F = 24 \text{ кН}; \alpha = 45^\circ;$$

$$a = 150 \text{ мм}; b = 75 \text{ мм}.$$

Матеріал деталей – сталь Ст.3. Допустиме напруження, за яким здійснюється розрахунок,

$$[\sigma]_p = 160 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{зг} = 160 \text{ МПа}.$$

Навантаження статичне.

Розв'язання: 1. Вибираємо ручне зварювання, для якого рекомендуються згідно [1, табл. 36] електроди Э42.

Визначаємо допустиме напруження зрізу за даними [1, табл. 36]:

$$[\tau]_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа}.$$

2. Горизонтальну F_x і вертикальну F_y складові сили визначаємо за формулами:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha \text{ і } F_y = F \cdot \sin \alpha; \quad (1.11)$$

$$F_x = 24 \cdot \cos 45^\circ = 16,97 \text{ кН},$$

$$F_y = 24 \cdot \sin 45^\circ = 16,97 \text{ кН}.$$

3. Приведемо сили F_y та F_x до центру ваги зварного шва. В результаті приведення на шов будуть діяти сили F_y і F_x та моменти $M_{Fy} = F_y \cdot a$, $M_x = F_{Fx} \cdot b$.

Так як моменти діють в одній площині, то сумарний момент:

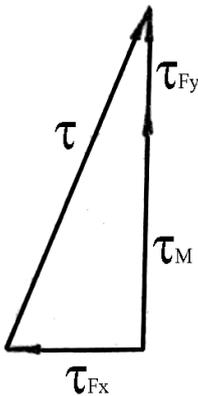
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 129

$$M = F_y \cdot a \pm F_x \cdot b, \quad M = 16,97 \cdot 0,15 - 16,97 \cdot 0,075 = 1,27 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

4. Приймаємо довжину шва $l \geq 2b + (10 \dots 20) \text{ мм}$

$$l = 2 \cdot 75 + 15 = 165 \text{ мм}.$$

5. З умови міцності на згин визначаємо розрахункову товщину листа згідно [11, формула (3.3)]



$$\delta_p = \frac{\sigma \cdot F_y \cdot a}{l^2 \cdot [\sigma]_{зг}}, \quad (1.16)$$

$$\delta_p = \frac{6 \cdot 16,97 \cdot 150 \cdot 10^3}{165 \cdot 160} = 3,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо δ за ГОСТ 19904-74 для листової холоднокатаної сталі. Причому $\delta \geq \delta_p$.

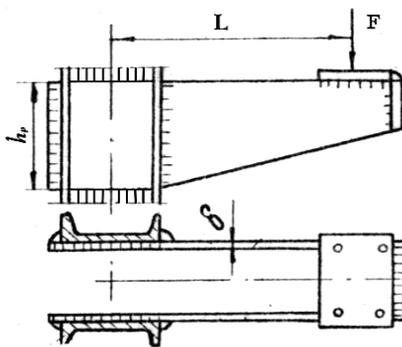
6. Катет шва приймаємо рівним товщині листа: $k = \delta$

7. Максимальне напруження в зварному шві визначаємо геометричним сумуванням за схемою (рис. 3.5)

$$\tau = \sqrt{(\tau_M + \tau_{Fx})^2 + \tau_{Fy}^2} \leq [\tau']_{зр},$$

де $\tau_M = \frac{6M}{0,7k \cdot l^2}$ згідно [11, формула (3.7)]; $\tau_{Fx} = \frac{F_x}{2 \cdot 0,7k \cdot l}$, $\tau_{Fy} = \frac{F_y}{2 \cdot 0,7k \cdot l}$ згідно [11, формула (3.8)].

Задача 3. Розрахувати зварне з'єднання (рис.



3.6), швелерів до листів. Визначити розміри h_p і δ . Дані для розрахунку: $F = 30 \text{ кН}$; $L = 800 \text{ мм}$. Матеріал швелера і листа – сталь Ст.3; допустиме напруження, за яким здійснено розрахунок, $[\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{зг} = 160 \text{ МПа}$. Навантаження статичне.

Швелер № 20.

Розв'язання: 1. Вибираємо електрод Э42, який рекомендується при виконанні ручного зварювання. Визначаємо допустиме напруження зрізу зварних швів $[\tau']_{зр}$:

$$[\tau']_{зр} = 0,6 \cdot [\sigma]_p,$$

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

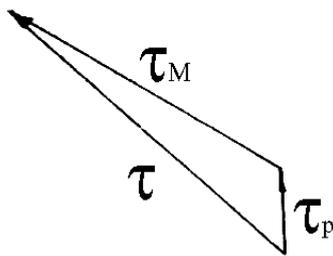
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 130

2. Швелер № 20 за ГОСТ 8240-72 має висоту $h = 200$ мм, товщину стінки $S = 5$ мм. Товщину листів δ приймаємо рівну товщині стінки швелера $\delta = S$. Катет шва приймаємо рівним товщині листів $k = 5$ мм.

3. З умови міцності на згин визначаємо розмір листів h_p , [11, формула (3.3)]:

$$h_p = \sqrt{\frac{3F(L-100)}{\delta \cdot [\sigma]_{зг}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 30 \cdot 10^3 \cdot (800-100)}{5 \cdot 160}} = 280,6 \text{ мм.} \quad (1.18)$$

Розмір h_p вибираємо рівним стандартом довжин, $h_p = 280$ мм.



4. Максимальне напруження в найбільш навантажених точках зварних швів визначається шляхом геометричного сумування двох напружень τ_M і τ_p за схемою (рис. 3.7)

5. Напруження від моменту в точці, найбільш віддаленій від центру ваги швів (див. рис 3.2), згідно [11, с. 52]:

$$\tau_M = \frac{M \cdot \rho_{max}}{2I_p^I}, \quad (1.19)$$

де $M = F \cdot L = 30 \cdot 0,8 = 24 \text{ кН} \cdot \text{м}$;

$\rho_{max} = \sqrt{\left(\frac{h+2k}{2}\right)^2 + \left(\frac{h_p+2k}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{200+2 \cdot 5}{2}\right)^2 + \left(\frac{280+2 \cdot 5}{2}\right)^2} = 179 \text{ мм}$; I_p^I – визначаємо за умовою (1.5):

$$I_p^I = 0,7I_p, \quad I_p = I_x + I_y.$$

6. Моменти інерції швів відносно осі X, мм⁴:

$$I_x = \frac{(h+2k) \cdot (h_p+2k)^3}{12} - \frac{h \cdot h_p^3}{12} = \frac{(200+2 \cdot 5) \cdot (280+2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{200 \cdot 280^3}{12} = 6,09 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

7. Моменти інерції швів відносно осі Y, мм⁴:

$$I_y = \frac{(h_p + 2k) \cdot (h + 2k)^3}{12} - \frac{h_p \cdot h^3}{12} = \frac{(280 + 2 \cdot 5) \cdot (200 + 2 \cdot 5)^3}{12} - \frac{280 \cdot 200^3}{12} = 3,71 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

Тоді:

$$I_p = 6,09 \cdot 10^7 + 3,71 \cdot 10^7 = 9,8 \cdot 10^7 \text{ мм}^4, \quad I_p^I = 0,7 \cdot 9,8 \cdot 10^7 = 6,86 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

$$\tau_M = \frac{24 \cdot 10^6 \cdot 179}{2 \cdot 6,86 \cdot 10^7} = 31,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}.$$

8. Напруження в зварних швах від сили F

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

$$\tau_p = \frac{F}{A_{зв}}$$

$$\tau_p = \frac{30 \cdot 10^3}{3430} = 8,75 \frac{Н}{мм^2},$$

де $A_{зв} = 0,7 \cdot [(h + 2k) \cdot (h_p + 2k) - h_p \cdot h] = 0,7 \cdot [210 \cdot 290 - 200 \cdot 280] = 3430 мм^2$

9. Сумарне напруження τ визначається побудовою векторного трикутника (див. рис. 3.7) і порівнюється з допустимим напруженням $[\tau]_{зр}$ для зварного шва.

При розрахунку з'єднань допустимі напруження приймають відповідно до рекомендацій, заснованими на досвіді експлуатації.

Для міцних клепаних швів при статичному навантаженні допустимі напруження за рекомендаціями для заклепок зі сталі Ст2, Ст3 приймають:

$[\tau_{зр}] = 100...140$ МПа, $[\sigma_{зм}] = 240...320$ МПа, $[\sigma_p] = 90$ МПа. Менші значення приймають, коли отвори під заклепки продавлені, великі – для просвердлених отворів.

При знакозмінних навантаженнях зазначені допустимі напруження одержують множенням на коефіцієнт γ [7]:

$$\gamma = \frac{1}{[(a-b) \frac{F_{min}}{F_{max}}] \leq 1}, \quad (3.6)$$

де F_{min} і F_{max} – найменша і найбільша за абсолютним значенням сили, що діють на заклепки, взяті зі своїми знаками; a і b – коефіцієнти, для сталей: низько вуглецевих – відповідно рівні 1 і 0,3; для середньо вуглецевих – 1,2 і 0,8.

Для міцних клепаних швів (циліндричні посудини типу казанів, автоклавів та інших, стінки яких у процесі роботи нагріваються) допустимі напруження визначають в залежності від температури нагрівання стінки:

при температурі $t < 250$ °С

$$[\tau_{зр}] = 0,2\sigma_B \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{[n_B]}; \quad (3.7)$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 132

при температурі $t = 250...350 \text{ }^\circ\text{C}$

$$[\tau_{зр}] = 0,4\sigma_T \quad [\sigma_p] = \frac{\sigma_T^t}{[n_T]}, \quad (3.8)$$

де σ_B – межа міцності на розтягання матеріалу листів, з яких виконана стінка посудини (значення σ_B для сталевих листів потрібно брати за відповідним стандартом в залежності від прийнятої марки сталі); σ_T^t – границя текучості цих листів при робочій температурі посудини, вибирають за [8]; $[n_b]$ і $[n_T]$ – коефіцієнти запасу міцності, що відповідають σ_B і σ_T [3]: $[n_b] = 4...4,75$, і $[n_T] = 1,9...2$.

Приклади розрахунку і конструювання нерознімних з'єднань

Задача 4. Визначити основні розміри заклепкового з'єднання швелера з косинкою (рис. 3.10) за такими даними: $F = 24 \text{ кН}$; $a = 200 \text{ мм}$; $b = 12 \text{ мм}$; $L = 720 \text{ мм}$; швелер № 30. Навантаження постійне. Відсутні данні прийняти самостійно.

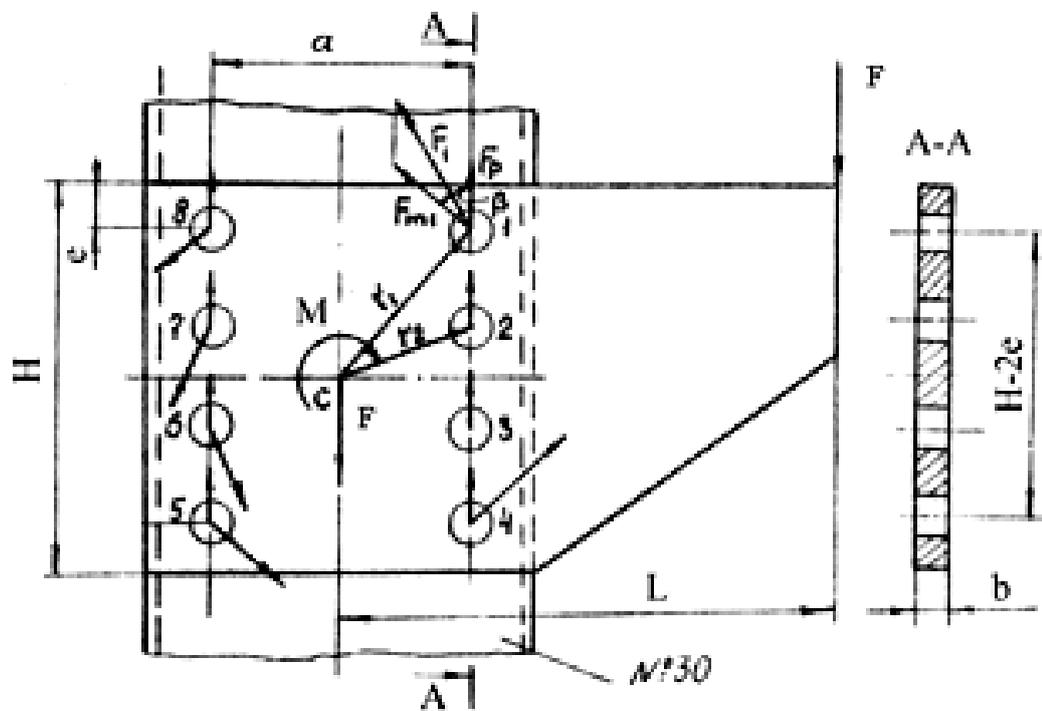


Рис. 3.10

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 133

Розв'язання: 1. Приймаємо матеріал деталей та заклепок сталь Ст.3. Допустиме напруження, за яким здійснюється розрахунок, $[\sigma]_{зз} = 160$ МПа; $[\tau]_{зр} = 140$ МПа; $[\sigma]_{зм} = 320$ МПа.

2. З умови міцності на згин визначаємо висоту косинки H .

Враховуючи, що небезпечний переріз А-А буде послаблено отворами, приймаємо знижене значення $[\tau]_{зз} = 120$ МПа.

$$H = \sqrt{\frac{G \cdot F \left(L - \frac{a}{2}\right)}{b \cdot [\sigma]_{зз}}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 24 \cdot 10^3 \left(720 - \frac{200}{2}\right)}{12 \cdot 120}} \approx 250 \text{ мм.} \quad (1.20)$$

3. Визначаємо необхідний діаметр заклепок:

$$d = 2\delta = 2 \cdot 6,5 = 13 \text{ мм},$$

де δ – товщина стінки швелера № 30, $\delta = 6,5$ мм [23, додаток 1]. За стандартом приймаємо $d = 13$ мм, $d_0 = 13,5$ мм [11, табл. 2.1].

4. Визначаємо кількість заклепок z , знаючи що висота косинки $H = 250$ мм, крок заклепкового шва

$$p = 4d_0 = 4 \cdot 13,5 = 54 \text{ мм.}$$

5. Конструюємо заклепочне з'єднання, приймаючи відстань від осі заклепки до краю листа $l = (1,5 \dots 2)d_0$, згідно [11, с. 40]

$$l = 2 \cdot d_0 = 2 \cdot 13,5 = 27 \text{ мм.}$$

6. Приведемо силу F до центру ваги заклепкового з'єднання. В результаті приведення в точці C отримаємо силу F і момент $M = F \cdot L$ в площині стику.

7. Визначаємо відстань від загального центру ваги з'єднання до центрів заклепок. Для випадку, вказаному на рис. 3.10, маємо:

$$r_1 = \sqrt{\left(\frac{H-2l}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{250-2 \cdot 27}{2}\right)^2 + \left(\frac{200}{2}\right)^2} = 140 \text{ мм;}$$

$$r_2 = \sqrt{\left(\frac{p}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{54}{2}\right)^2 + \left(\frac{200}{2}\right)^2} = 104 \text{ мм.}$$

8. Визначаємо навантаження від моменту M на найбільш віддалену заклепку від центру ваги стику з'єднання за формулою:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 134

$$F_{M_1} = \frac{F \cdot L \cdot r_1}{z_1 \cdot r_1^2 + z_2 \cdot r_2^2 + \dots + z_n \cdot r_n^2}, \quad (1.21)$$

де z_1, z_2, \dots, z_n – число заклепок віддалених від центру ваги відповідно на відстань r_1, r_2, \dots, r_n .

Для випадку вказаному на рис. 3.10, $z_1 = 4, z_2 = 4$.

Тоді:

$$F_{M_1} = \frac{24 \cdot 720 \cdot 140}{4 \cdot 140^2 + 4 \cdot 104^2} = 19,9 \text{ кН.}$$

9. Визначаємо зусилля, що приходить на одну заклепку від зрушуючої сили:

$$F_p = \frac{F}{z} = \frac{24}{8} = 3 \text{ кН.} \quad (1.22)$$

10. Визначаємо сумарне зусилля на найбільш навантажену заклепку:

$$F_1 = \sqrt{F_{M_1}^2 + F_p^2 - 2 \cdot F_{M_1} \cdot F_p \cdot \cos \beta}, \quad (1.23)$$

$$\text{де } \beta = \arccos \frac{\frac{a}{2}}{r_1} = \arccos \frac{100}{140} = 44^{\circ} 25' \approx 44^{\circ}.$$

$$F_1 = \sqrt{19,9^2 + 3^2 - 2 \cdot 19,9 \cdot 3 \cdot \cos 44^{\circ}} = 17,9 \text{ кН.}$$

11. За силою F_1 перевіряємо заклепку на зріз та на зминання, згідно [11, с. 39]:

$$\tau_{зр} = \frac{4F_1}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_{зр}, \quad (1.24)$$

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot 17,9 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 13,5^2} = 125,1 \text{ МПа} < [\tau]_{зр} = 140 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F_1}{\delta \cdot d_0^2} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (1.25)$$

$$\sigma_{зм} = \frac{17,9 \cdot 10^3}{6,5 \cdot 13,5^2} = 15,1 \text{ МПа} < [\sigma]_{зм} = 320 \text{ МПа.}$$

12. Перевіряємо міцність листа на згин за послабленим заклепковими отворами перерізу А-А, прийнявши значення $[\sigma]_{зм} = 160$ МПа. Для з'єднання, вказаного на рис. 3.10, момент інерції перерізу:

$$I_{\text{нетто}} = \frac{b \cdot H^3}{12} - 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d_0^3}{12} + \left(\frac{a}{2} \right)^2 b \cdot d_0 \right) - 2 \cdot \left(\frac{b \cdot d_0^3}{12} + \left(\frac{p}{2} \right)^2 b \cdot d_0 \right),$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 135

$$I_{\text{нетто}} = \frac{12 \cdot 250^3}{12} - 2 \cdot \left(\frac{12 \cdot 13,5^3}{12} + \left(\frac{200}{2} \right)^2 \cdot 12 \cdot 13,5 \right) - 2 \left(\frac{12 \cdot 13,5^3}{12} + \left(\frac{54}{2} \right)^2 \cdot 12 \cdot 13,5 \right) = 1,21 \cdot 10^7 \text{ мм}^4.$$

Момент опору перерізу:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{I_{\text{нетто}}}{0,5 \cdot H} = \frac{1,21 \cdot 10^7}{0,5 \cdot 250} = 9,7 \cdot 10^4 \text{ мм}^3.$$

Напруження згину в перерізі А-А:

$$\sigma_{32} = \frac{F \left(L - \frac{a}{2} \right) \cdot H}{2 \cdot I_{\text{нетто}}} \leq [\sigma]_{32}, \quad (1.26)$$

$$\sigma_{32} = \frac{24 \cdot 10^3 \left(720 - \frac{200}{2} \right) \cdot 250}{2 \cdot 1,21 \cdot 10^7} = 153,7 \text{ МПа} < [\sigma]_{32} = 160 \text{ МПа}.$$

Якщо умова (1.26) не виконується, то необхідно збільшити висоту косинки H .

Задача 5. Середній з стержнів, що сходиться у вузлі ферми,

(зображений на рис. 3.11) стиснутий

силою $F = 22 \text{ Т}$. Його вільна довжина

$l = 2,1 \text{ м}$. Визначити номер профілю

та кількість заклепок, якщо відомо,

що стержень складається з

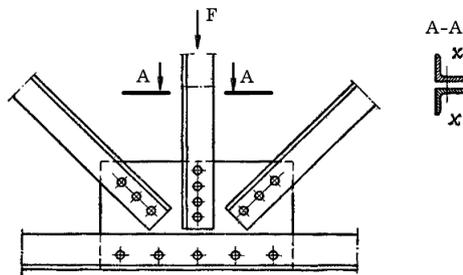


Рис. 3.11

двох рівнобічних кутиків. Матеріал заклепок – сталь Ст.2. Отвори свердлінні. Навантаження статичне.

Розв'язання. 1. Орієнтовно приймаємо значення коефіцієнта зниження основного допустимого напруження на стиск $\varphi = 0,7$.

Визначаємо $A_{\text{брутто}}$, приймаючи допустиме напруження стиску $[\sigma]_{\text{ст}} = 140 \text{ МПа}$:

$$A_{\text{брутто}} = \frac{F}{\varphi \cdot [\sigma_{\text{ст}}]} = \frac{22000}{0,7 \cdot 140} = 225 \text{ мм}^2. \quad (1.27)$$

Площа перетину одного кутика, яку необхідно знайти визначається так:

$$A_1 = \frac{A_{\text{брутто}}}{2} = \frac{225}{2} = 112,5 \text{ мм}^2.$$

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 136

За ГОСТ 8509-57 обираємо кутик № 8 площею поперечного перетину $A_1 = 123 \text{ мм}^2$, товщиною полиці $\delta = 8 \text{ мм}$ та $A_{\text{брутто}} = 123 \text{ мм}^2$.
Мінімальний момент інерції обох кутиків відносно вісі $x - x$ (див. рис. 3.11)
 $J_{\text{мін}} = 2 \cdot J_x = 2 \cdot 733 \text{ мм}^4$.

Визначаємо гнучкість середнього стержня згідно [23, формула (19.33)]:

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{\sqrt{\frac{J_{\text{мін}} \cdot 1 \cdot 2100}{A_{\text{брутто}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 733}{2 \cdot 123}}}}} \quad (1.28)$$

Тут коефіцієнт зведення довжини $\mu = 1$ за даними [23, рис. 505] (розглядаємо вузол ферми, як шарнір). Згідно [23, табл. 21] при $\lambda = 86$, для сталі Ст.2 коефіцієнт $\varphi \approx 0,715$, відхилення від попередньо прийнятого значення незначне, тому перерозрахунку не робимо.

2. Приймаємо діаметр заклепки $d = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}$; діаметр отвору під заклепки $d_0 = 16,5 \text{ мм}$.

3. Перевіряємо кутики на стиск, враховуючи, що їх перетин послаблені двома отворами під заклепки:

$$A_{\text{нетто}} = A_{\text{брутто}} - 2 \cdot d_0 \cdot \delta = 246 - 2 \cdot 16,5 \cdot 8 \approx 220 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{22000}{220} = 100 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}}.$$

4. З умови міцності на зріз визначаємо кількість заклепок:

$$z = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 [\tau] \cdot k} = \frac{4 \cdot 22000}{3,14 \cdot 16,5^2 \cdot 140 \cdot 2} \approx 4, \quad (1.29)$$

де $k = 2$ – кількість зрізів.

Остаточного маємо $z = 4$.

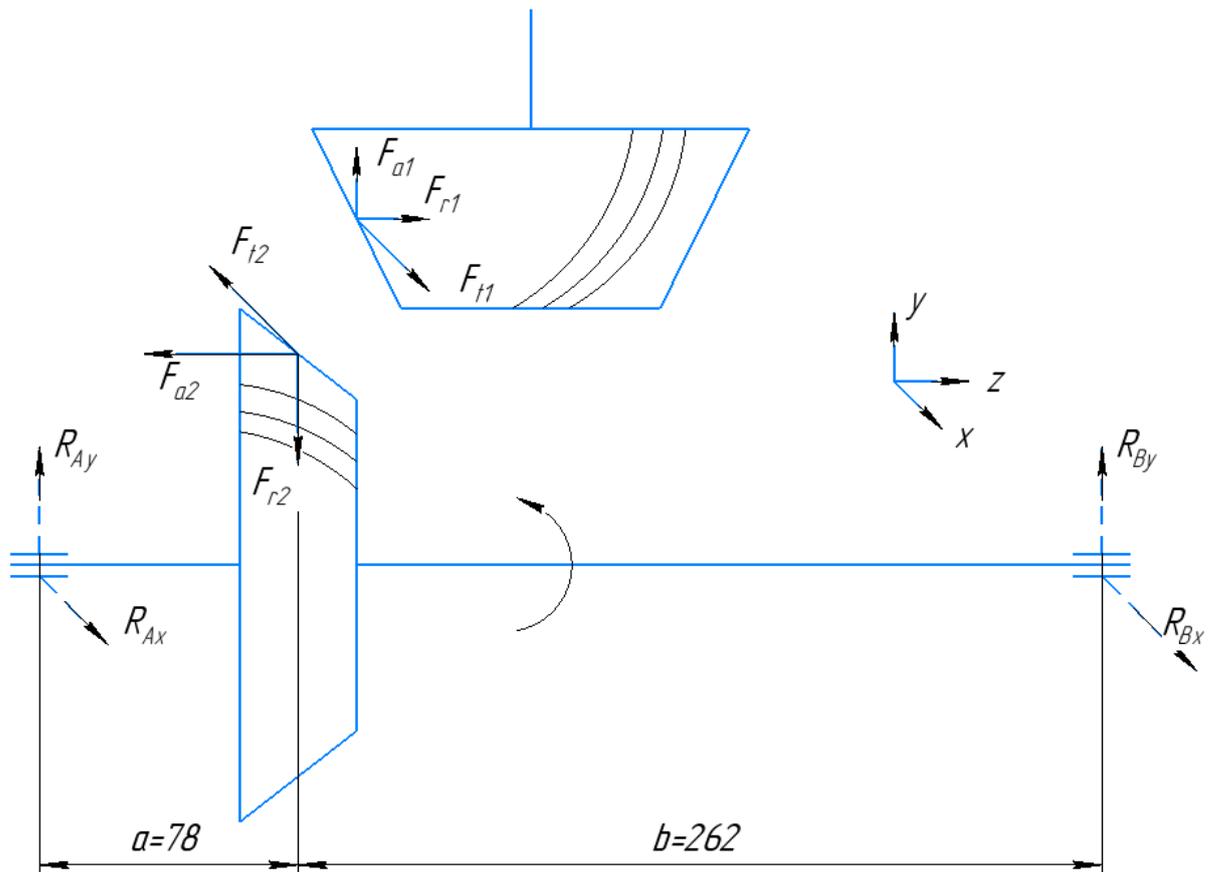
Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 137

Практична робота № 20

Тема: Проектування карданних передач. Розрахунок півосі.

Ведучі півосі. Проектний розрахунок.

Схема навантаження:



– напрям обертання при погляді зі сторони основи конуса;

– параметри навантаження по кінематичному розрахунку:

$$\omega = 10,2 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$T_2 = 7192 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – крутний момент на веденій конічній шестерні;

– максимальний момент на півосях з урахуванням блокування диференціала при різкому увімкненні зчеплення по [9], стр. 278:

$$T_{\max} = \frac{T_2 \cdot (1 + k_\sigma) \cdot K_d}{2} = \frac{7192 \cdot (1 + 0,1) \cdot 1,4}{2} = 5538 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$k_\sigma = 0,1$ – коеф. блокування диференціала.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 138

Матеріал – Сталь 25ХГТ, термообробка – цементація;

$\sigma_B = 1150\text{МПа}$, $\sigma_T = 950\text{МПа}$, [3], стр. 279;

$[\tau] = 200\text{МПа}$ – допустиме напруження кручення, [9], стр. 278;

– розрахункове значення діаметра півосей по [3], стр. 422:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{\max}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 5538 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 200}} = 52,06\text{мм} \Rightarrow$$

по [12], стр.12 приймаємо $d = 55\text{мм}$;

– для посадки півосьових шестерень на півосі приймаємо евольвентні шліцеві з'єднання по [7], стр.277 з параметрами:

$d=55\text{мм}$ –номінальний діаметр;

$m=2,5\text{мм}$ –модуль;

$Z=20$ –число шліців;

– центрування по боковим поверхням шліців;

– позначення з'єднання:

$$55 \times 2,5 \times \frac{7H}{7e}$$

Перевірка шліців на зминання.

Умова міцності по напругам зминання:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{T_{\text{НОМ}}}{S_F \cdot l} \leq [\sigma]_{\text{зм}}, [8], \text{стр. 144};$$

де:

$$T_{\text{НОМ}} = T_2 \cdot \frac{1 + k_\sigma}{2} = 7192 \cdot \frac{1 + 0,1}{2} = 3955,6\text{Н} \cdot \text{м}$$

– номінальне значення крутного моменту;

$S_F = 0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z$ –питомий сумарний статичний момент площі робочих поверхонь;

$d_m = m \cdot Z = 2,5 \cdot 20 = 50\text{мм}$ –ділильний діаметр;

$h = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 2,5 = 5,5\text{мм}$ –висота шліца;

$l = 40\text{мм}$ –робоча довжина з'єднання;

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 139

$[\sigma]_{зм} = 110\text{МПа}$ —допустиме напруження зминання для нерухомих цементованих з'єднань;

$$\sigma_{зм} = \frac{T}{0,5 \cdot d_m \cdot h \cdot Z \cdot l} = \frac{3955,6 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 50 \cdot 5,5 \cdot 20 \cdot 40} = 35,96\text{МПа} < [\sigma]_{зм} = 110\text{МПа}$$

⇒ міцність шліців забезпечена.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 140

Практична робота № 21

Тема: Проектування безступінчастих трансмісій та автоматичних КПП.

Загальна характеристика і використання. Планетарними називають передачі, до складу яких входять зубчасті колеса, осі яких переміщуються в просторі (рис. 10.3). Передача складається (рисунки 10.3, 10.4) із центрального колеса *a* з зовнішніми зубами, центрального колеса *b* з внутрішніми зубами, водила *h* і сателітів *g*.

Осі сателітів *g* закріплено у водилі *h*. Сателіти *g* обертаються навколо своїх осей і разом із водилом *h* - навколо центрального колеса *a*. При нерухомому колесі *b* рух передається від центрального колеса *a* до водила *h* або від водила *h* до центрального колеса *a*; при нерухомому водилі *h* рух передається від центрального колеса *a* до центрального колеса *b* або від центрального колеса *b* до центрального колеса *a*. При всіх вільних ланках передача називається диференціальною.



Рис. 10.3. Загальний вигляд планетарної передачі

Планетарні передачі використовуються в транспортному, гірничому машинобудуванні, верстатно- і приладобудуванні: а) як редуктори при постійному передаточному відношенні; б) як коробки швидкостей,

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 141

передаточне число яких змінюється шляхом гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного із коліс); в) як диференціальні механізми.

Переваги планетарних передач: широкі кінематичні можливості - передаточне відношення досягає 1000, може бути постійним і змінним; компактність, малі маса і низький рівень шуму. Недоліки: підвищені вимоги до точності виготовлення і монтажу, більша кількість деталей, недостатній к.к.д. при збільшенні передаточного числа.

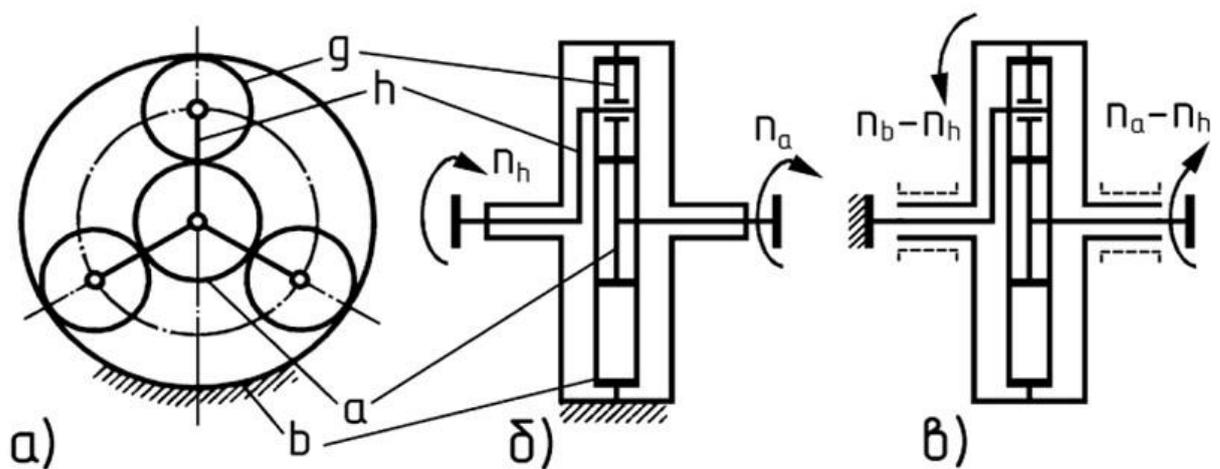


Рис. 10.4. Кінематична схема планетарної передачі

Основні параметри планетарних передач регламентовано ГОСТ 22919-78, який поширюється на одноступінчасті редуктори загального призначення типорозмірів П₃ – 31,5, ..., П₃ – 63 (тут П₃ – означає планетарний редуктор, а цифри через тире – радіус водила R, мм) з допустимими обертовими моментами на валу T₂ = 125, ..., 1000 Н*м і передаточним числом u = 6,3; 8; 10; 12,5. При великих передаточних числах в силових передачах раціонально використовувати двоступінчасті (ГОСТ 22916-78) і навіть триступінчасті планетарні передачі. Для визначення передаточного числа планетарної передачі широко використовується метод зупинки водила (метод Вілліса). Наприклад, для передачі, яка показана на рис. 10.4, а, передаточне число

$$u = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + Z_B/Z_d \quad (21.1)$$

де ω_a і Z_d – кутова швидкість і число зубів центрального колеса а; ω_h –

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 142

кутова швидкість водила h ; Z_b – число зубів центрального колеса із внутрішніми зубами.

Сили в зачепленні. Із умови рівноваги сателіта (рис. 10.5)

$$F_{ta} = F_{tb}; F_{th} = F_{ta} \quad (21.2)$$

де:

$$F_{ta} = \frac{2T_a \cdot K_c}{d_a \cdot C} \quad (21.3)$$

тут C - число сателітів; K_c - коефіцієнт, який урахує нерівномірність розподілу навантаження між сателітами. При відсутності компенсаційних пристроїв $K_c = 1,2 \dots 2$, у передачах з колесом, яке самовстановлюється $K_c = 1,1 \dots 1,2$. Радіальне та осьове навантаження визначається за аналогією до простих зубчастих передач.

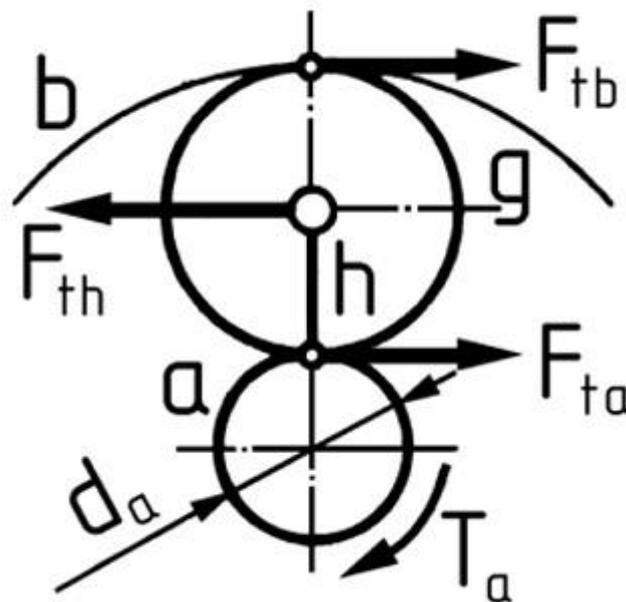


Рис. 10.5. Сили в планетарній передачі

Розрахунок міцності планетарних передач проводять за формулами однаковими з циліндричними передачами. Так як сили і модулі у всіх зачепленнях планетарної передачі однакові, а внутрішнє зубчасте зачеплення міцніше, ніж зовнішнє, то при однаковому матеріалі коліс необхідно розраховувати міцність лише зовнішнього зачеплення а - g. При розрахунках на контактну витривалість використовують формули (4.10) і (4.11).

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 143

Число зубів коліс вибирають, виходячи із заданого передаточного відношення u із урахуванням кінематичного розрахунку.

При заданому u попередньо приймають $Z_a \geq 17$ і за формулою (10.1) визначають Z_b . Одержані значення Z_a і Z_b уточнюють за умов співвісності, складання і сусідства:

- умова співвісності

$$Z_b = (Z_b - Z_a)/2 \quad (21.4)$$

забезпечує збіг осей ведучого і веденого валів;

- умова складання

$$(Z_b + Z_a)/C - \text{ціле число} \quad (21.5)$$

передбачає певне співвідношення між числом зубів центральних коліс і

числом сателітів;

- умова сусідства

$$(Z_a + Z_d) \cdot \sin(\pi/C) > (Z_d + 2) \quad (21.6)$$

передбачає наявність гарантованого зазору між сателітами.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 186 / 144</i>

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

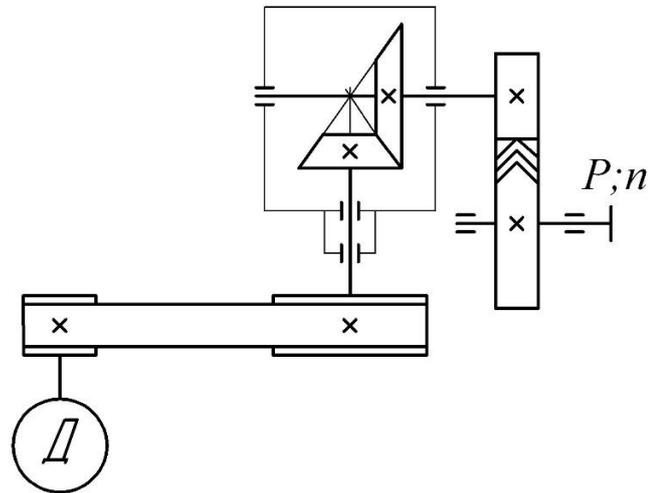
1. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин: Підручник для студентів інженерно-технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. 2-е вид., переробл. - Кривий Ріг: Видавець ФО-П Чернявський Д.О., 2015. – 492 с.; з іл. ISBN 978-617-7250-29-5;
2. Стаценко В. Є., Шумляківський В. П. Деталі машин: Навч. посібник в 2 ч./ Ч.1. Основи проектування та методики розрахунку зубчастих механічних приводів. – Житомир: ЖДТУ, 2015. – 258 с.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	<i>Екземпляр № 1</i>	<i>Арк 186 / 145</i>

ДОДАТКИ

Технічне завдання 3.1

Привід елеватора
Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

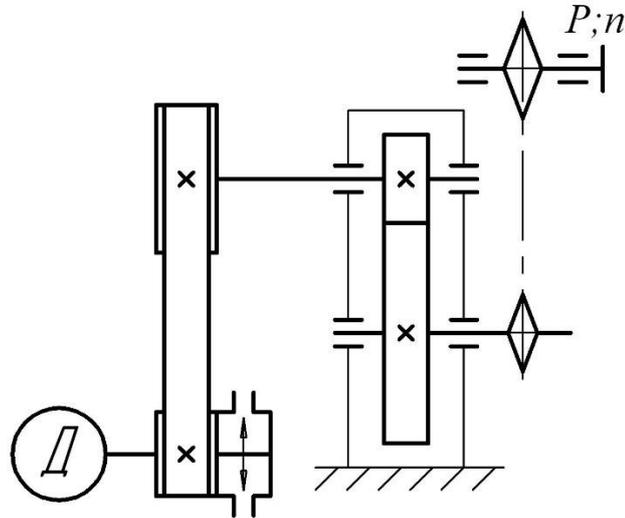
Об'єм випуску - дрібносерійний;

пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глобоїдний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	4,4	4,5	4,6	4,7	4,8
n , об/хв	275	280	285	290	295
Тип зубів редуктора	кз	пз	кз	пз	кз
Тип паса	пкп	кп	пп	кп	зп

Технічне завдання 3.2

Привід стрічкового конвейєра Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

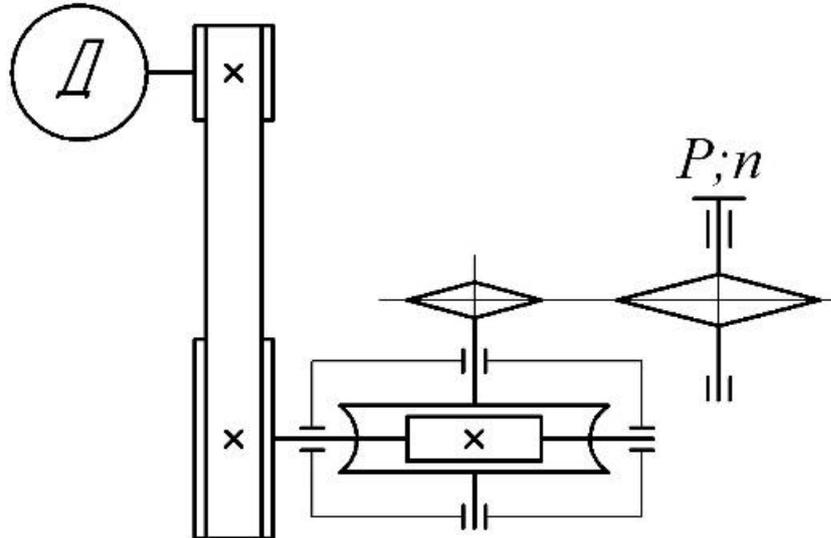
Об'єм випуску - дрібносерійний;

пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глободний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	7,2	7,8	8,2	8,8	9,2
n , об/хв	25	30	35	40	45
Тип зубів редуктора	кз	пз	кз	пз	кз
Тип паса	пп	кп	пкп	зп	пп

Технічне завдання 3.3

Привід випробувального стенду Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

Об'єм випуску - дрібносерійний;

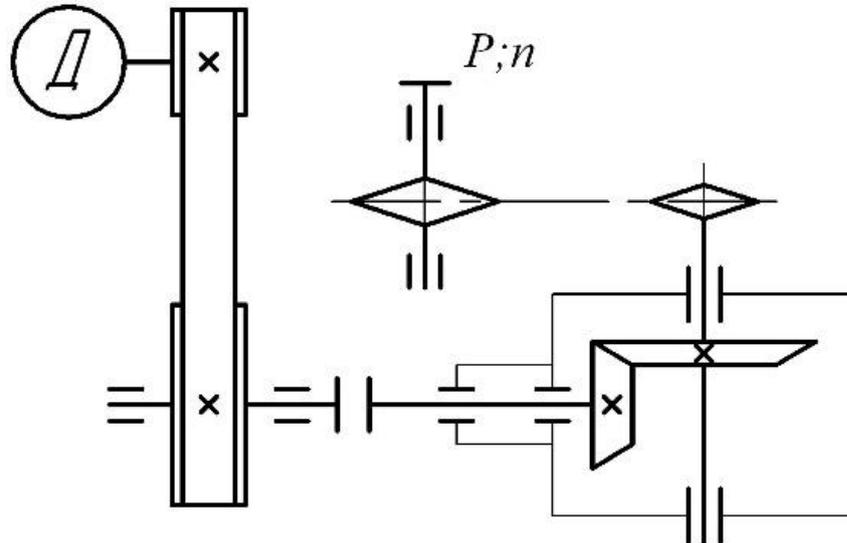
пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глободний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	2,8	2,9	3,5	3,6	3,7
n , об/хв	30	35	40	45	25
Тип черв'яка редуктора	цл	гл	цл	гл	цл
Тип паса	пкп	кп	пп	пкп	кп
Тип ланцюга	пв	пр	пв	пр	пв

Технічне завдання 3.4

Привід випробувального стенду

Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

Об'єм випуску - дрібносерійний;

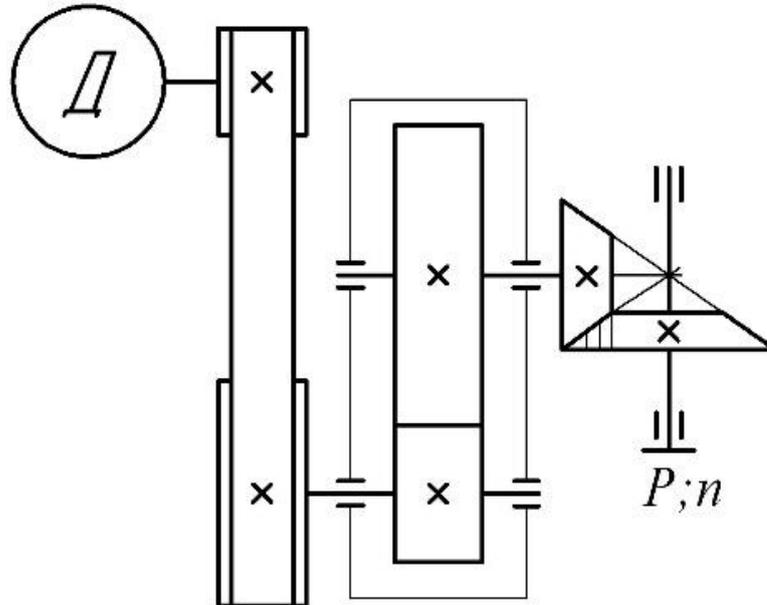
пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глобоїдний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	1,1	1,8	2,4	3,2	4,1
n , об/хв	155	150	145	140	135
Тип зубів редуктора	пз	кз	пз	кз	пз
Тип паса	пп	кп	пкп	зп	пп
Тип ланцюга	пр	пв	пр	пв	пр

Технічне завдання 3.5

Привід шнекового конвейєра

Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

Об'єм випуску - дрібносерійний;

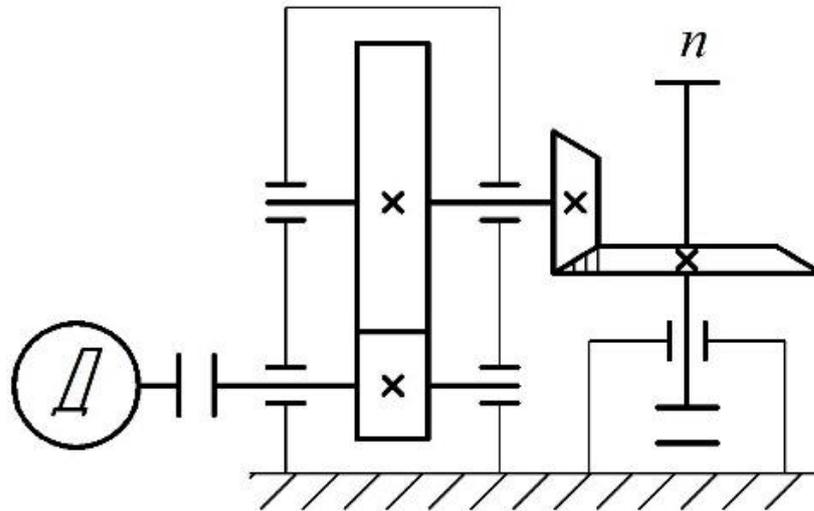
пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глободний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	4,6	4,7	4,8	4,9	5,1
n , об/хв	170	175	180	185	190
Тип зубів редуктора	кз	пз	кз	пз	кз
Тип паса	кп	пп	зп	кп	пкп
Нахил пас. перед. φ , град	45	30	60	45	30

Технічне завдання 3.6

Привід до вертикального валу

Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

Об'єм випуску - дрібносерійний;

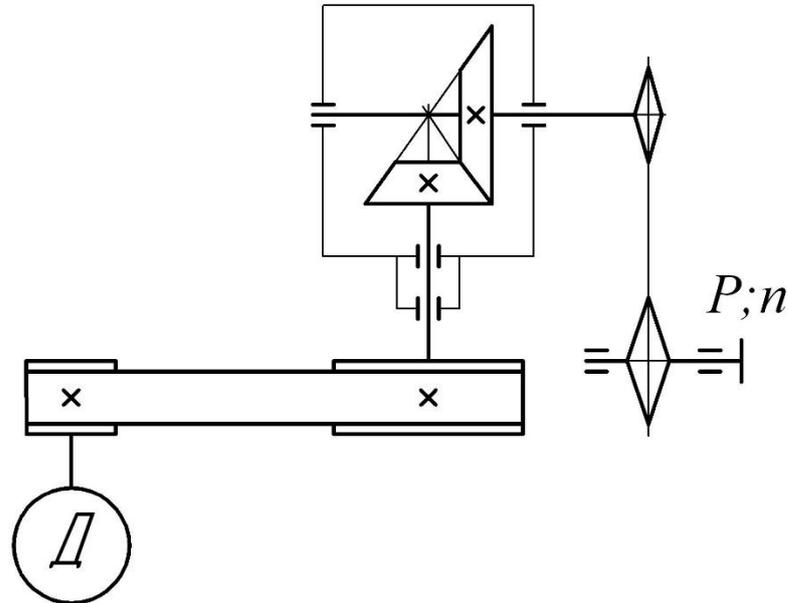
пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп - зубчастий; кз - косий; гл – глобоїдний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
$P_{дв}$, кВт	3	3	3	4	4
$n_{дв}$, об/хв	1000	750	1500	1000	750
n , об/хв	100	150	200	100	150
Тип зубів редуктора	пз	кз	ш	пз	кз

Технічне завдання 3.7

Привід ланцюгового транспортера

Кінематична схема



Коефіцієнт перенавантаження $K_n=1,9$

P - потужність на приводному валу;

n - частота обертання приводного валу;

Об'єм випуску - дрібносерійний;

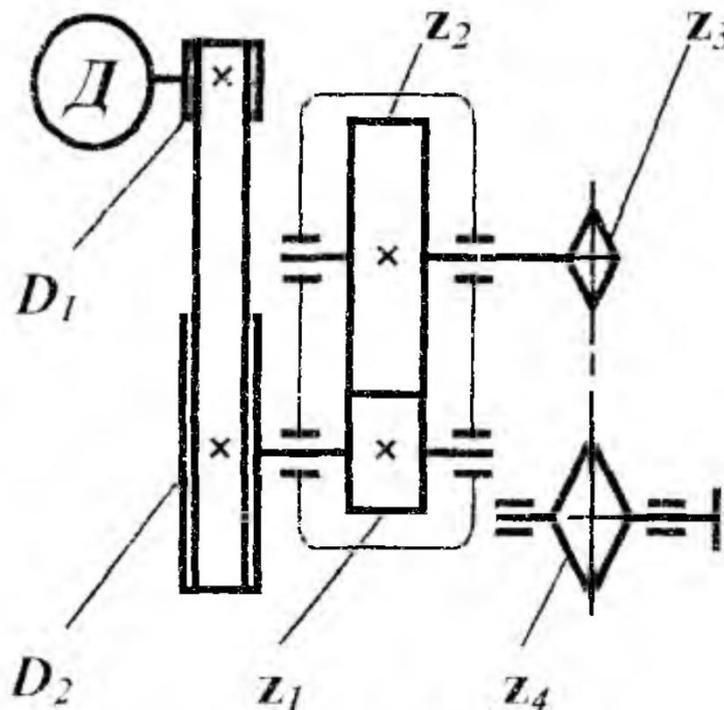
пп - плоский; кп - клиновий; пз - прямий; пкп - поліклиновий; зп -

зубчастий; кз - косий; гл – глобоїдний; кз-косий

Вихідні дані	Варіант				
	1	2	3	4	5
P , кВт	6,3	9,2	10,0	12,7	14,6
n , об/хв	130	75	70	65	60
Тип зубів редуктора	кз	пз	кз	пз	кз
Тип паса	кп	кп	кп	кп	кп
Тип ланцюга	пр	пв	пр	пв	пр

Завдання №2.1

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	z_1	z_2	z_3	z_4
1	1,0	1800	50	60	21	63	15	30
2	1,2	1600	75	90	23	69	20	40
3	1,4	1400	100	120	25	75	25	50
4	1,6	1200	125	150	27	81	30	60
5	1,8	1000	150	180	29	87	35	70

Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

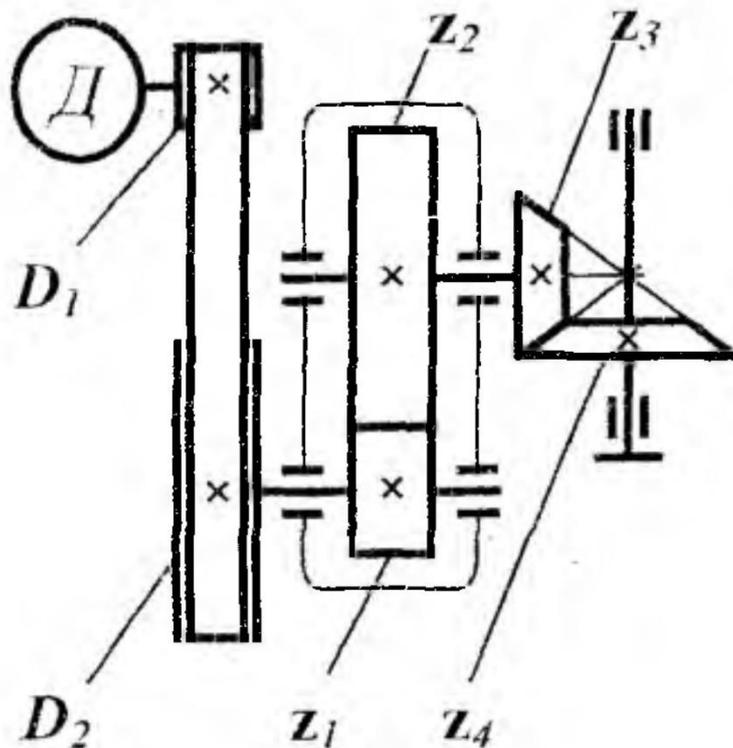
3. Розрахувати:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 154

- загальне передаточне відношення приводу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{нас}, u_{зц}, u_{зк}, u_{чп}, u_{д}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного вала приводу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привода ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала ($T_{вих}$) приводу.

Завдання №2.2

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	2,0	1000	50	70	21	63	15	30
2	2,2	1200	75	105	23	69	20	40
3	2,4	1400	100	140	25	75	25	50
4	2,6	1600	125	175	27	81	30	60
5	2,8	1800	150	210	29	87	35	70

Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

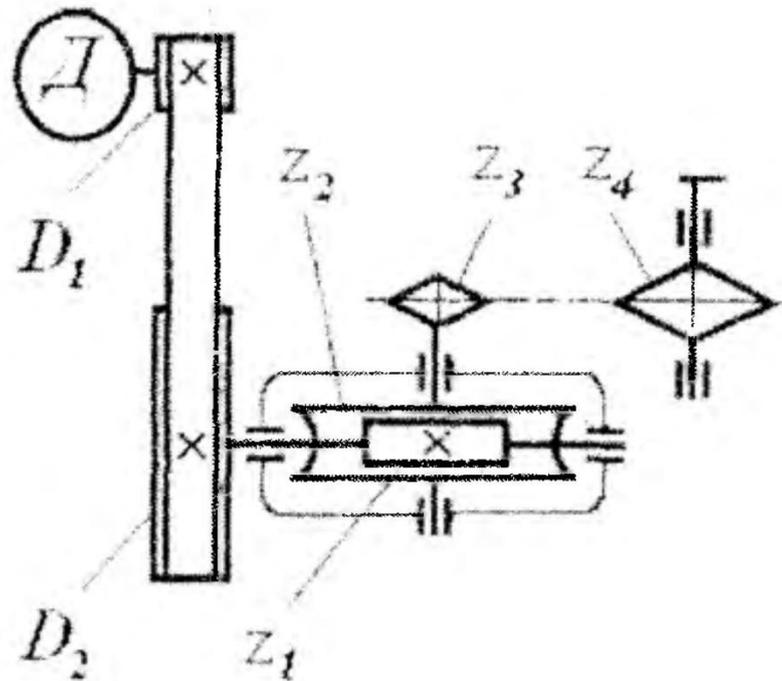
3. Розрахувати:

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

- загальне передаточне відношення приводу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{нас}, u_{зц}, u_{зк}, u_{чп}, u_{д}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного вала приводу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привода ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала ($T_{вих}$) приводу.

Завдання №2.3

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	z_1	z_2	z_3	z_4
1	3,0	1050	100	200	2	62	15	30
2	3,5	1100	75	150	2	68	20	40
3	4,0	1150	50	100	2	76	25	50
4	4,5	1200	75	150	2	82	30	60
5	5,0	1250	100	200	2	86	35	70

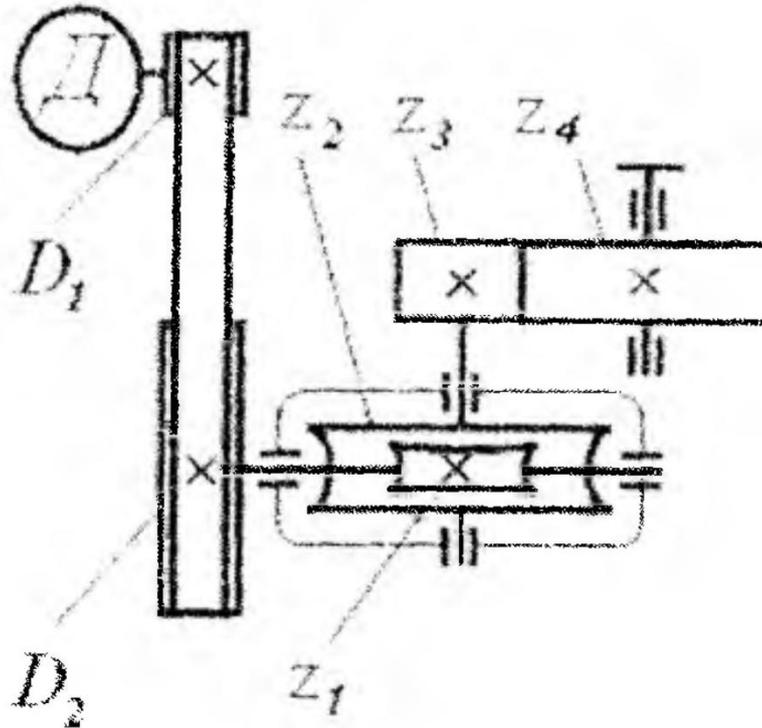
Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення приводу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{пас}$, $u_{зц}$, $u_{зк}$, $u_{чп}$, $u_{д}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного вала приводу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привода ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала ($T_{вих}$) приводу.

Завдання №2.5

1. Кінематична схема привоу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	6,0	1000	100	200	2	64	15	30
2	6,5	950	75	150	2	68	20	40
3	7,0	900	50	100	2	76	25	50
4	7,5	850	75	150	2	82	30	60
5	8,0	800	100	200	2	86	35	70

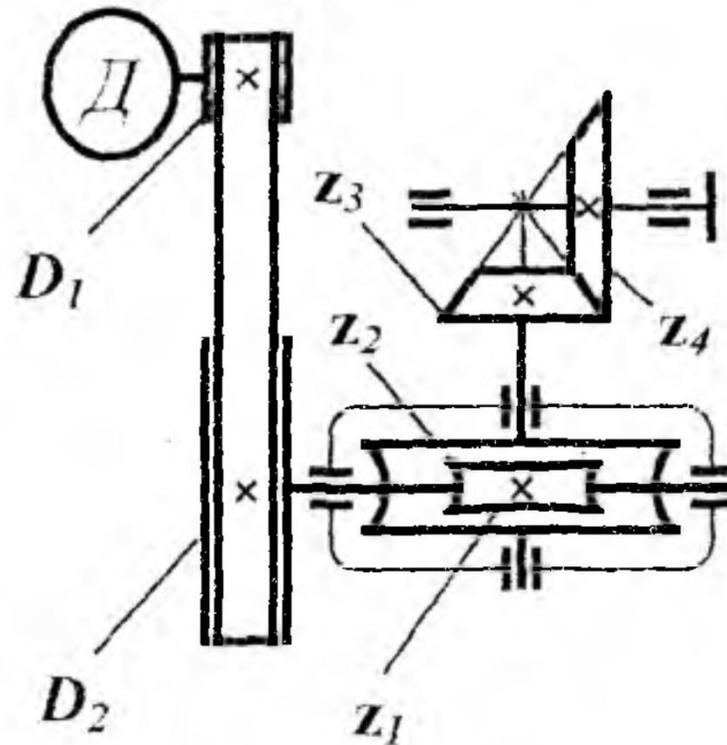
Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення привоу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{пас}$, $u_{зц}$, $u_{зк}$, $u_{чп}$, u_d);
- загальний коефіцієнт корисної дії привоу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного валу привоу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привоу ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного валу ($T_{вих}$) привоу.

Завдання №2.6

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	Z_1	Z_2	Z_3	Z_4
1	8,2	900	50	80	2	64	15	30
2	8,4	880	75	120	2	68	20	40
3	8,6	860	100	160	2	76	25	50
4	8,8	840	125	200	2	82	30	60
5	9,0	820	150	240	2	86	35	70

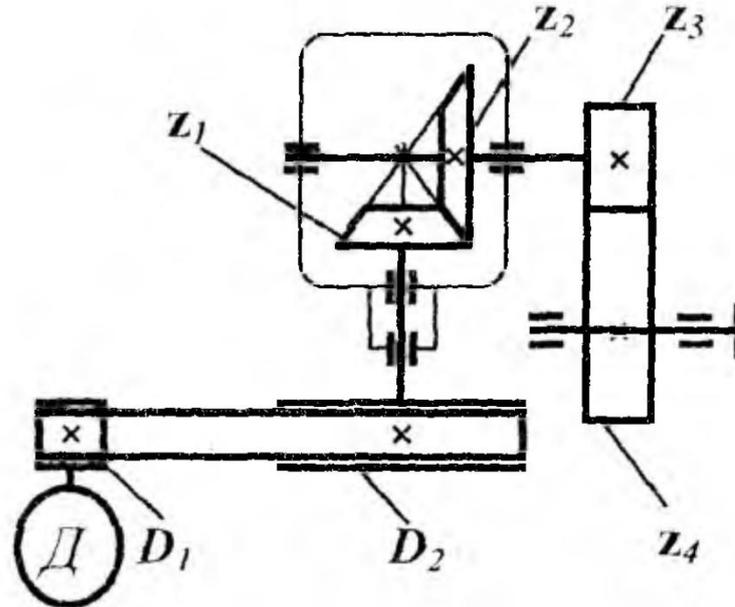
Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення приводу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{пас}$, $u_{зц}$, $u_{зк}$, $u_{чп}$, $u_{д}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного вала приводу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привода ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала ($T_{вих}$) приводу.

Завдання №2.7

1. Кінематична схема приводу загального призначення (рис.)



2. Вихідні дані для розрахунку:

№	Потужність двигуна $P_{дв}$ кВт	Частота обертання двигуна $n_{дв}$ об/хв	D_1 , мм	D_2 , мм	z_1	z_2	z_3	z_4
1	8,0	1000	100	200	21	63	15	30
2	8,5	900	75	150	23	69	20	40
3	9,0	800	50	100	25	75	25	50
4	9,5	700	75	150	27	81	30	60
5	10	600	100	200	29	87	35	70

Примітка: ККД: $\eta_{пас}=0,95$, $\eta_{зц}=0,98$, $\eta_{зк}=0,96$, $\eta_{чп}=0,85$, $\eta_{кз}=0,94$, $\eta_{пк}=0,99$

3. Розрахувати:

- загальне передаточне відношення приводу ($u_{заг}$), попередньо визначивши передаточні відношення передач ($u_{пас}$, $u_{зц}$, $u_{зк}$, $u_{чп}$, $u_{д}$);
- загальний коефіцієнт корисної дії приводу ($\eta_{заг}$);
- час тогу обертання вихідного вала приводу ($n_{вих}$);
- потужність вихідному валу привода ($P_{вих}$);
- обертальні моменти двигуна ($T_{дв}$) і вихідного вала ($T_{вих}$) приводу.

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток В

Розрахунок циліндричної прямиозубої зубчастої передачі

№ вар.	Потужність на ведучому валу, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Частота обертання n_2 , об/хв
1.	15	100	450
2.	28	90	270
3.	38	80	480
4.	44	70	350
5.	52	60	90
6.	48	100	450
7.	46	90	270
8.	44	80	480
9.	65	70	350
10.	62	60	90
11.	76	100	450
12.	82	90	270
13.	74	80	480
14.	83	70	350
15.	71	60	90
16.	30	100	450
17.	25	90	270
18.	33	80	480
19.	32	70	350
20.	28	60	90
21.	24	100	450
22.	26	90	270
23.	29	80	480

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

24.	41	70	350
25.	57	60	90
26.	38	100	450
27.	39	90	270
28.	42	80	480
29.	41	70	350
30.	44	60	90
31.	80	100	450
32.	86	90	270
33.	92	80	480
34.	101	70	350
35.	108	60	90
36.	101	100	450
37.	102	90	270
38.	114	80	480
39.	76	70	350
40.	66	60	90

Додаток Г

Розрахунок на контактну витривалість та витривалість зубів при згині

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Частота обертання n_2 , об/хв	Строк служби, тис. год.	Графік змінного навантаження
1.	15	100	450	14	
2.	28	90	270	12	
3.	38	80	480	10	
4.	44	70	350	12	
5.	52	60	90	14	
6.	48	100	450	8	
7.	46	90	270	9	
8.	44	80	480	10	
9.	65	70	350	11	
10.	62	60	90	12	
11.	76	100	450	6	
12.	82	90	270	7	
13.	74	80	480	8	
14.	83	70	350	9	
15.	71	60	90	10	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 165

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Частота обертання n_2 , об/хв	Строк служби, тис. год.	Графік змінного навантаження
16.	30	100	450	6	
17.	25	90	270	7	
18.	33	80	480	8	
19.	32	70	350	9	
20.	28	60	90	10	
21.	24	100	450	22	
22.	26	90	270	16	
23.	29	80	480	15	
24.	41	70	350	14	
25.	57	60	90	15	
26.	38	100	450	8	
27.	39	90	270	9	
28.	42	80	480	10	
29.	41	70	350	11	
30.	44	60	90	12	

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Частота обертання n_2 , об/хв	Строк служби, тис. год.	Графік змінного навантаження
31.	80	100	450	5	
32.	86	90	270	6	
33.	92	80	480	7	
34.	101	70	350	8	
35.	108	60	90	9	
36.	101	100	450	4	
37.	102	90	270	5	
38.	114	80	480	6	
39.	76	70	350	7	
40.	66	60	90	8	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток Д

Диференціал. Проектний розрахунок.

№ вар.	Розрахунковий крутний момент, Н	Число сателітів
41.	7200	4
42.	5800	4
43.	6300	4
44.	6500	2
45.	7000	4
46.	5000	2
47.	5900	2
48.	6100	4
49.	6000	2
50.	5500	2

Додаток Е

Розрахунок закритих черв'ячних циліндричних передач

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Передаточне число	Строк служби, тис. год.	Графік змінного навантаження
51.	15	100	20	14	
52.	28	90	25	12	
53.	38	80	30	10	
54.	44	70	35	12	
55.	52	60	40	14	
56.	48	100	20	8	
57.	46	90	25	9	
58.	44	80	30	10	
59.	65	70	35	11	
60.	62	60	40	12	
61.	76	100	20	6	
62.	82	90	25	7	
63.	74	80	30	8	
64.	83	70	35	9	
65.	71	60	40	10	

66.	30	100	20	6	
67.	25	90	25	7	
68.	33	80	30	8	
69.	32	70	35	9	
70.	28	60	40	10	
71.	24	100	20	22	
72.	26	90	25	16	
73.	29	80	30	15	
74.	41	70	35	14	
75.	57	60	40	15	
76.	38	100	20	8	
77.	39	90	25	9	
78.	42	80	30	10	
79.	41	70	35	11	
80.	44	60	40	12	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015		Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /OK20-2024
	Екземпляр № 1		Арк 186 / 170

81.	80	100	20	5	
82.	86	90	25	6	
83.	92	80	30	7	
84.	101	70	35	8	
85.	108	60	40	9	
86.	101	100	20	4	
87.	102	90	25	5	
88.	114	80	30	6	
89.	76	70	35	7	
90.	66	60	40	8	

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток Ж

Проектування пасових передач

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Передавальне число	Міжосьова відстань a , мм
91.	15	900	2,5	800
92.	20	1200	2,8	750
93.	23	1100	2,1	1000
94.	27	1500	3,5	900
95.	30	600	2,3	1200

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток 3

Проектування ланцюгових передач

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Передавальне число	Міжосьова відстань a , мм	Кут нахилу передачі до горизонту, Θ
96.	15	900	2,5	800	15°
97.	17	1200	2,8	750	20°
98.	20	1100	2,1	1000	18°
99.	12	1500	3,5	900	12°
100.	10	600	2,3	1200	25°

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 173

Додаток И

Розрахунок і конструювання проміжного вала коробки передач вантажного автомобіля загального призначення

1. По прикладу розрахувати проміжний вал коробки передач вантажного автомобіля загального призначення

№ вар.	Крутний момент, що передає вал, Н*м
101.	910
102.	875,5
103.	817
104.	800
105.	750

2. По прикладу розрахувати вторинний вал коробки передач вантажного автомобіля загального призначення

№ вар.	Крутний момент, що передає вал на I передачі, Н*м	Крутний момент, що передає вал на II передачі, Н*м	Крутний момент, що передає вал на III передачі, Н*м	Крутний момент, що передає вал на IV передачі, Н*м
1.	3050	1587	893,5	446,75
2.	2785	1420	810	405
3.	2654	1390	782	391
4.	2531	1300	720	360
5.	2458	1250	675	337,5

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток І

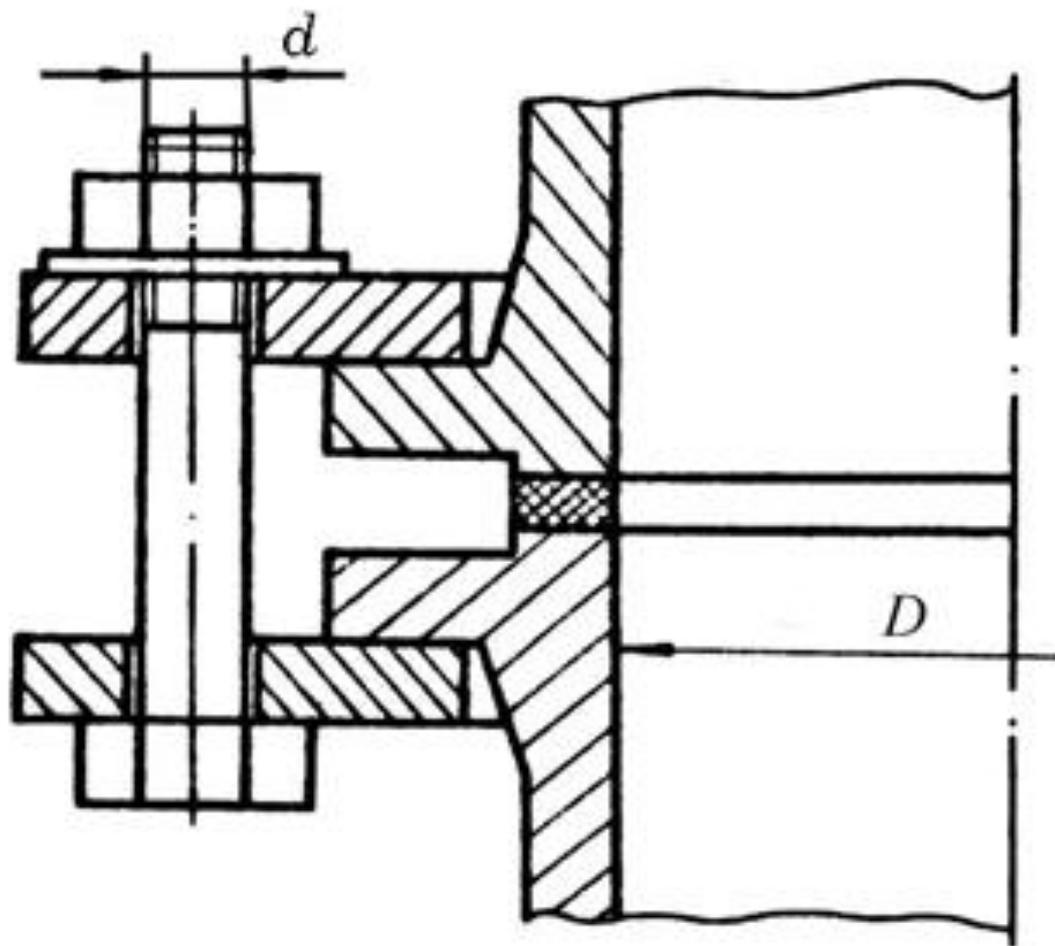
Розрахунок і конструювання муфт

№ вар.	Потужність двигуна, кВт	Частота обертання n_1 , об/хв	Діаметр валу, мм.
1.	15	100	20
2.	28	90	25
3.	38	80	28
4.	44	70	30
5.	52	60	35
6.	48	100	30
7.	46	90	25
8.	44	80	35
9.	65	70	40
10.	62	60	40

Додаток Й

Задача 1

Визначити діаметр болтів фланцевого з'єднання паропроводу. Тиск пари p , внутрішній діаметр паропроводу D і кількість болтів z приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

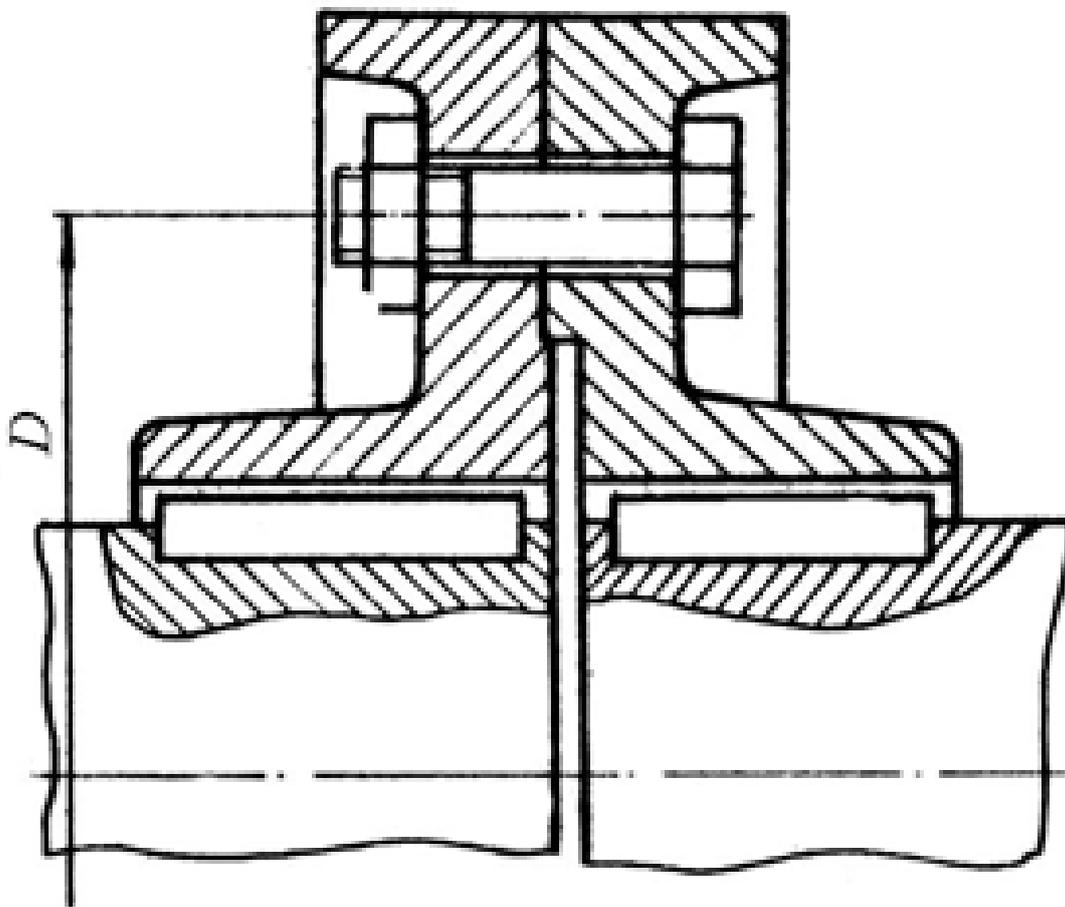


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , МПа	0,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3
z	4	4	4	6	6	6	8	8	12	12
D , мм	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360
Матеріал прокладки	Гума			Пароніт			Мідь			

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 176

Задача 2

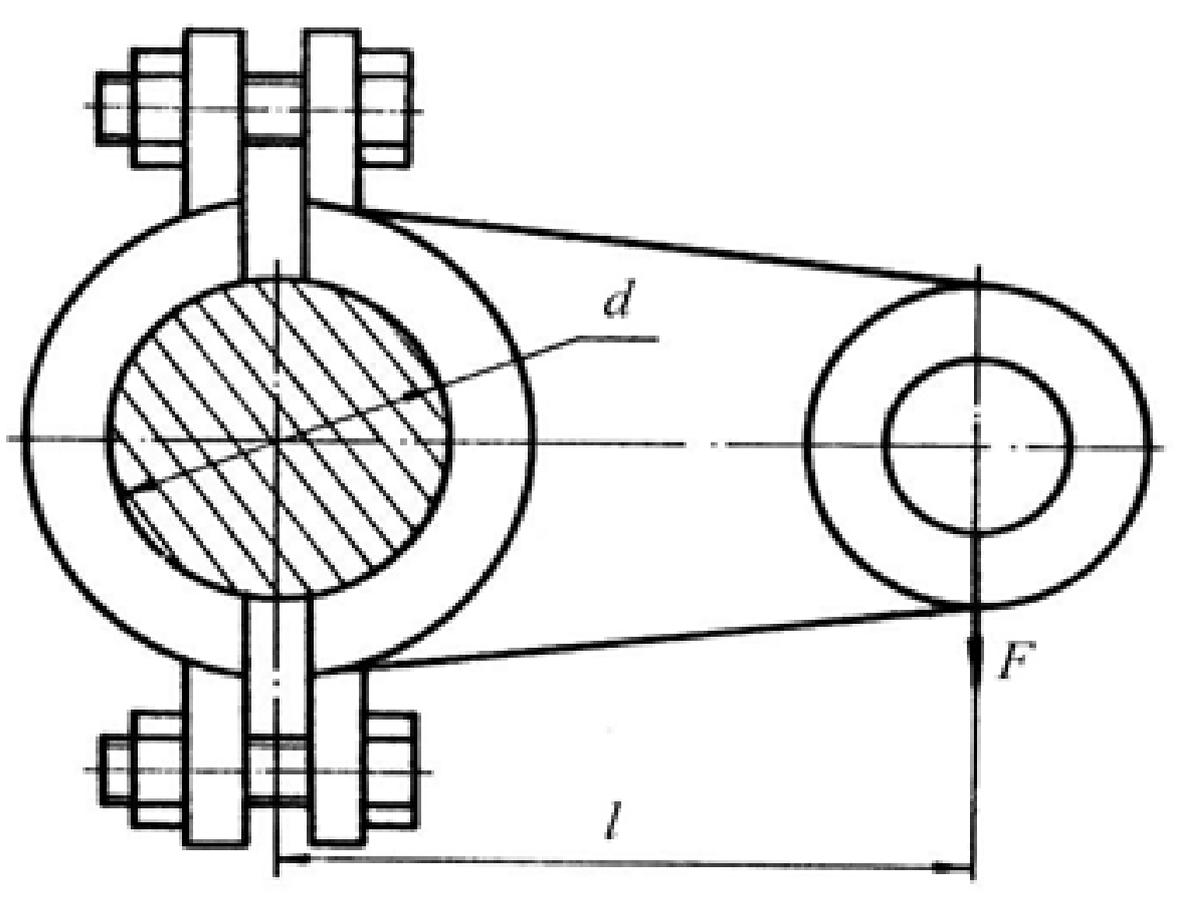
Розрахувати болти дискової муфти, що передає потужність P . Діаметр кола центрів болтів (відстань між болтами, розташованими на одному діаметрі) $D = 240$ мм. Частота обертання n , матеріал і кількість болтів приведені в таблиці. Умови прикладення навантаження вважати статичними. Розрахунок болтів виконати для двох випадків їхньої установки в отвори напівмуфт: без проміжку і з проміжком. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65
n , об/хв	100	200	300	100	200	300	100	200	300	100
z	4	4	4	6	6	6	8	8	6	6
Матеріал болтів	Сталь 20			Сталь 45			Сталь 30			

Задача 3

Визначити діаметр болтів клемового з'єднання, що забезпечує передачу обертаючого моменту від сили F , прикладеної на кінці важеля, на вал діаметром d при коефіцієнті тертя f між маточиною важеля і валом, за даними таблиці.



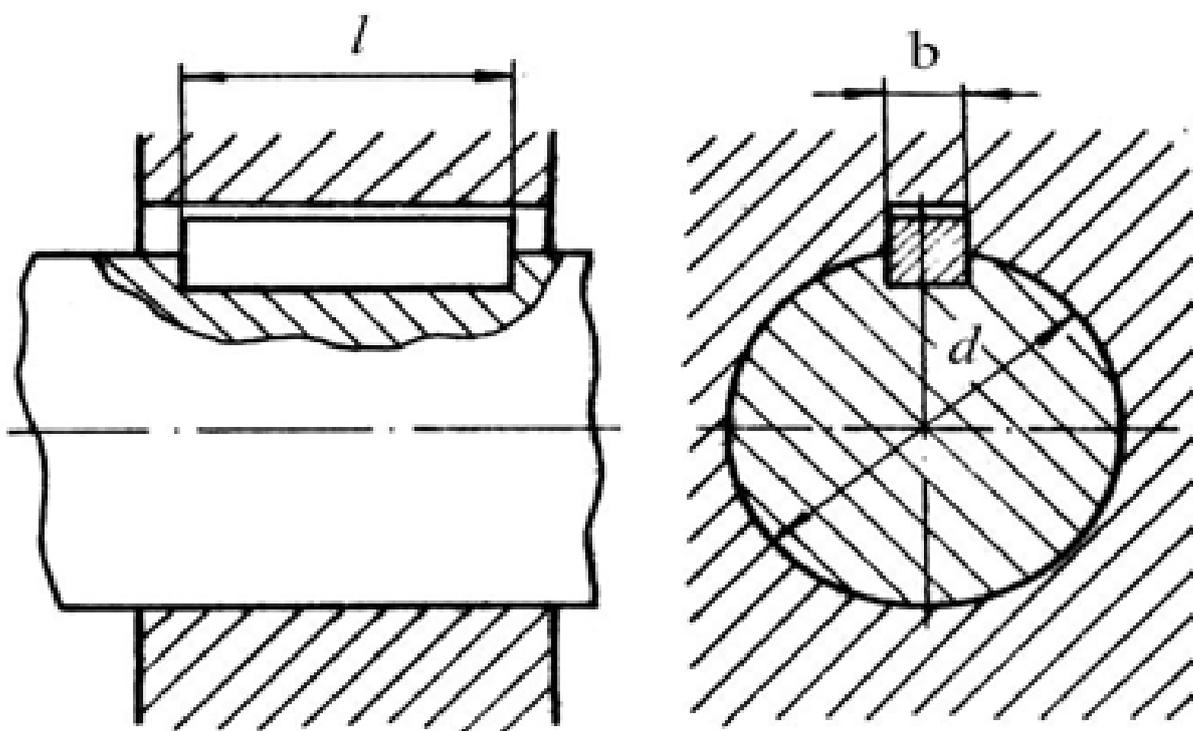
Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
d , мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
l , мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
f	0,15	0,15	0,15	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 178

Додаток К

Задача 1

Підібрати призматичну урізну шпонку і перевірити на міцність шпонкове з'єднання, за допомогою якого циліндричне зубчасте колесо закріплене на валу редуктора. Матеріал зубчастого колеса і вала, значення обертаючого моменту, що передається, і діаметра вала приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

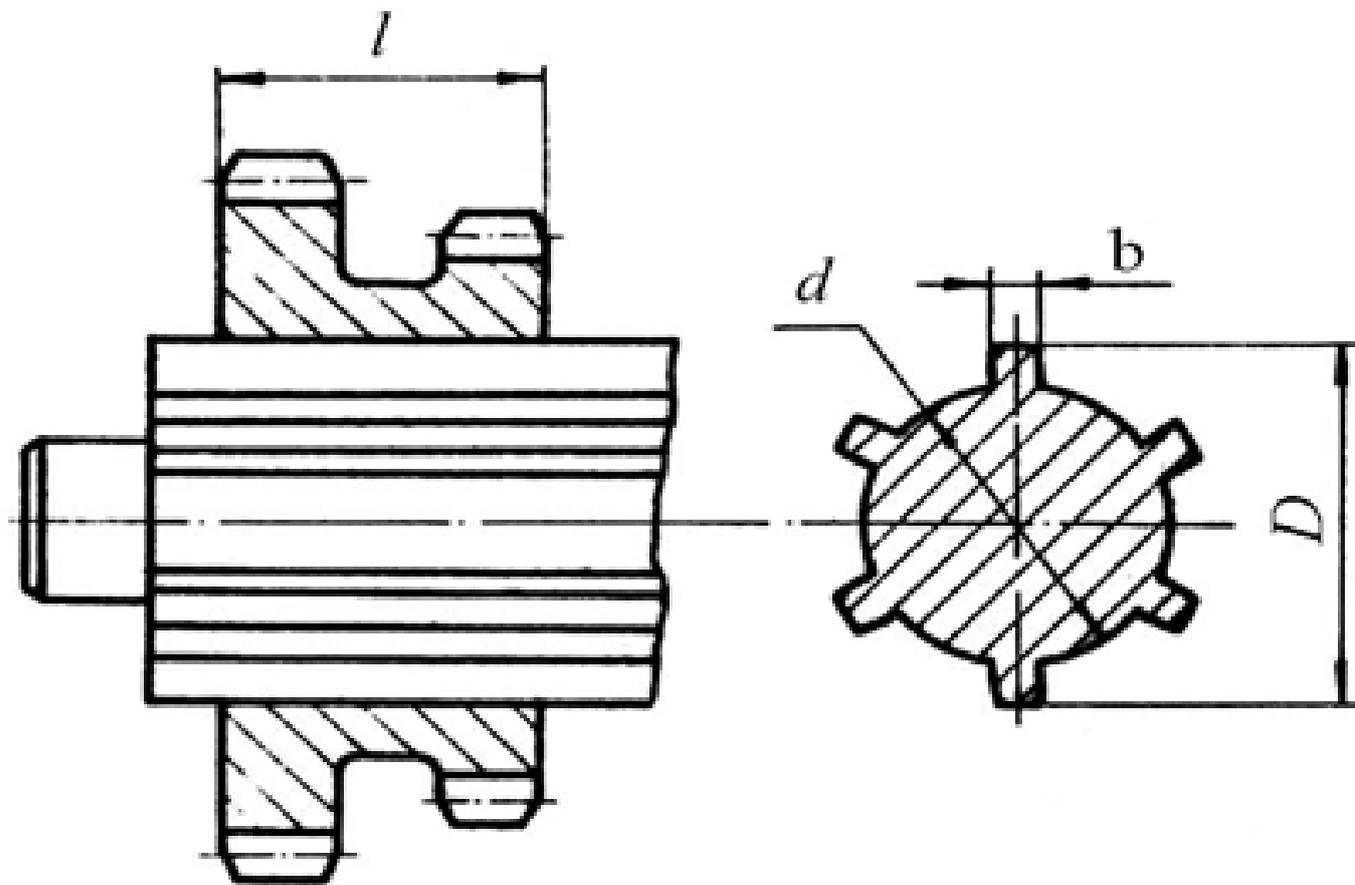


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н}\cdot\text{м}$	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
$d, \text{мм}$	30	35	40	45	50	30	35	40	45	50
Матеріал колеса	Сталь 40Х				Сталь 45			Сталь 18ХГТ		
Матеріал вала	Сталь 40				Сталь 45			Сталь 40Х		

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 179

Задача 2

Підібрати за стандартом прямобічне зубчасте (шліцьове) з'єднання рухливого блоку шестерень коробки швидкостей з валом і перевірити його на міцність. Обертаючий момент, що передається T і зовнішній діаметр вала D приведені в таблиці. Матеріал вала – Сталь 45, блоку шестерень – Сталь 40Х. Ширину блоку шестерень прийняти за умовою міцності на зминання з'єднання. Відсутні дані прийняти самостійно.



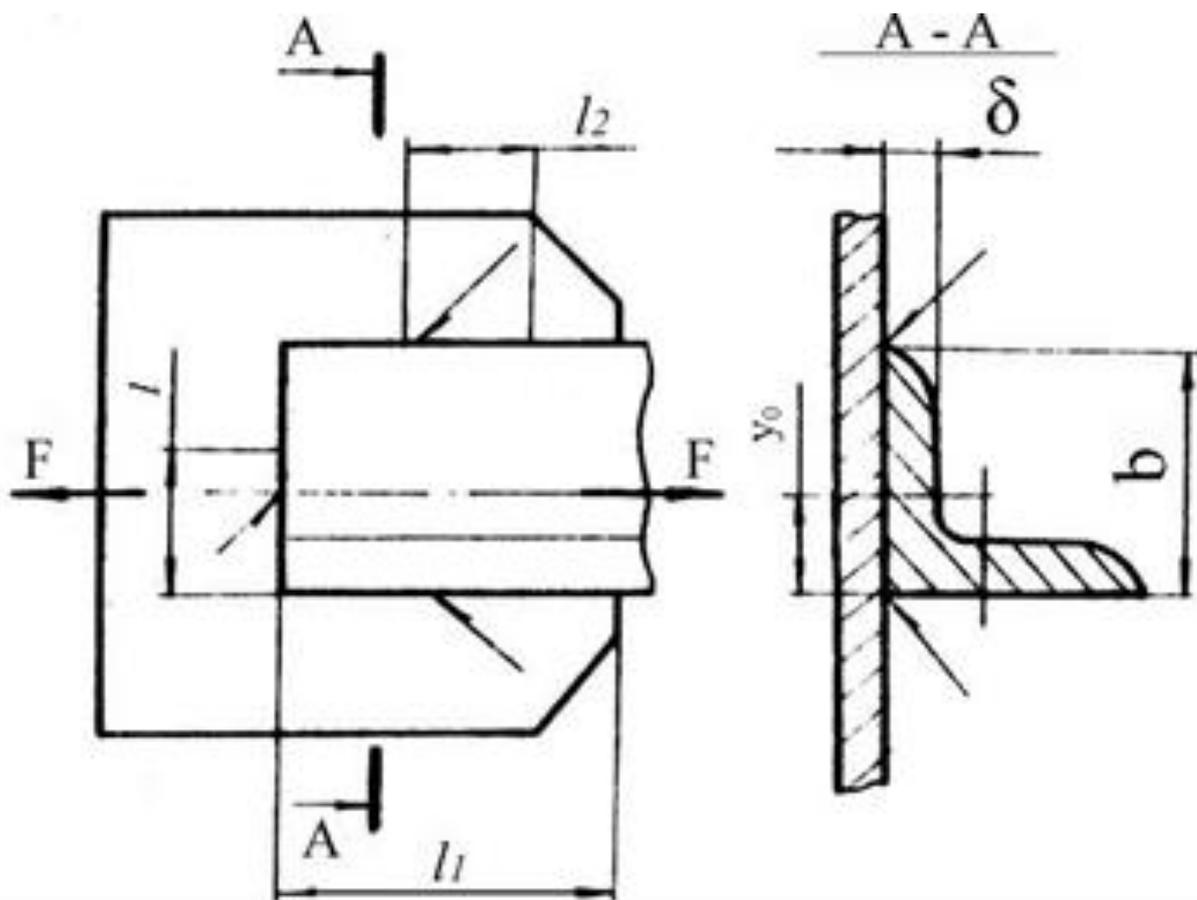
Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T, \text{Н}\cdot\text{м}$	600	600	700	700	800	800	900	900	950	1000
$D, \text{мм}$	45	48	50	52	55	58	60	65	70	75

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 180

Додаток Л

Задача 1

Розрахувати зварне з'єднання внапусток кутика з косинкою при дії сили F за даними таблиці. При виборі допустимих напружень, врахувати характер навантаження. З'єднання варто сконструювати рівномічним цільному елементу. Відсутні дані прийняти самостійно.

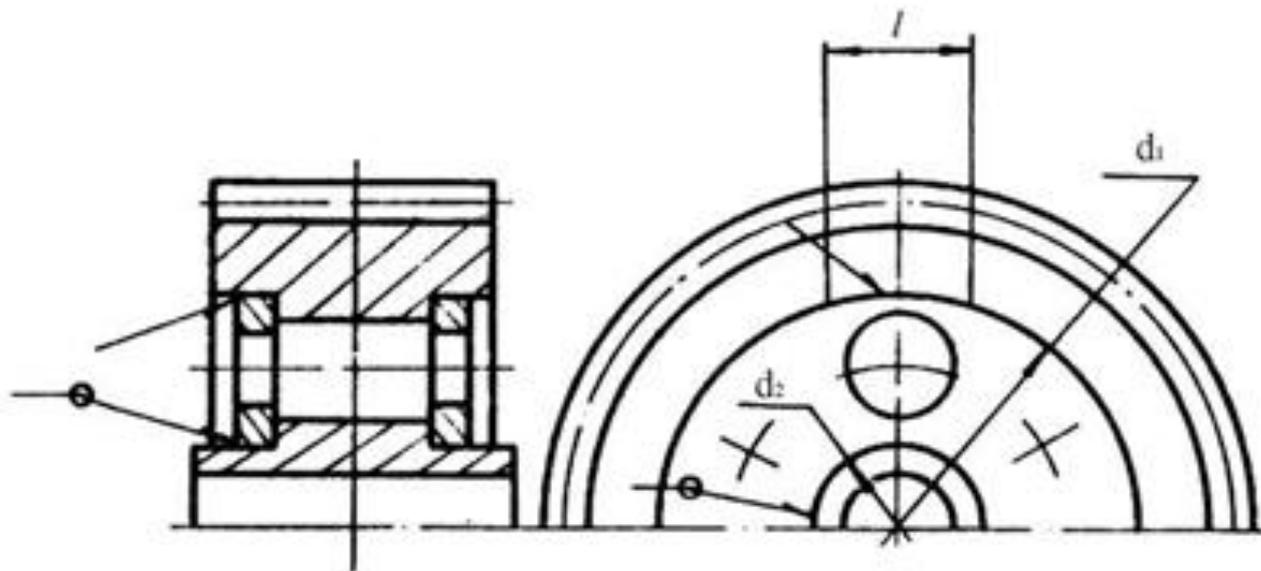


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	110	105	100	95	90	85	80	75	70	65
Тип електроду	Э34	Э34	Э38	Э38	Э42	Э42	Э42А	Э42А	Э46А	Э46А
Спосіб зварювання	Ручний					Автоматичний				
Характер навантаження	Статичний			Пульсуючий				Знакозмінний		

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 181

Задача 2

Розрахувати зварне з'єднання дводискового зубчастого колеса, що передає потужність P при частоті обертання n , за даними таблиці. Матеріал диска – сталь Ст3, матеріал маточини й обода – Сталь 20. Тип електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.

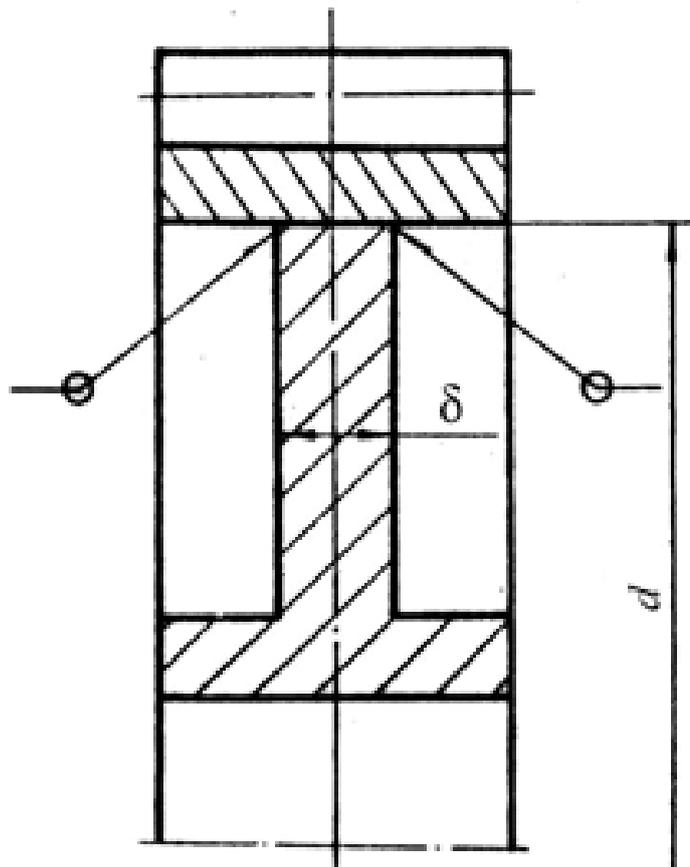


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	140	150	160	170	180	180	190	190	200	200
n , об/хв	40	50	50	60	60	70	70	80	80	90
d_1 , мм	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
d_2 , мм	500	500	550	600	650	700	750	800	850	900

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 182

Задача 3

Розрахувати зварні шви, що з'єднують зубчастий вінець з диском колеса, яке передає потужність P при кутовій швидкості ω за даними таблиці. Матеріал деталей з'єднання – Сталь 20. Зварювання ручне, тип електрода – Э42. Довжина одного флангового шва $l \leq 60$ к. Відсутні дані прийняти самостійно.

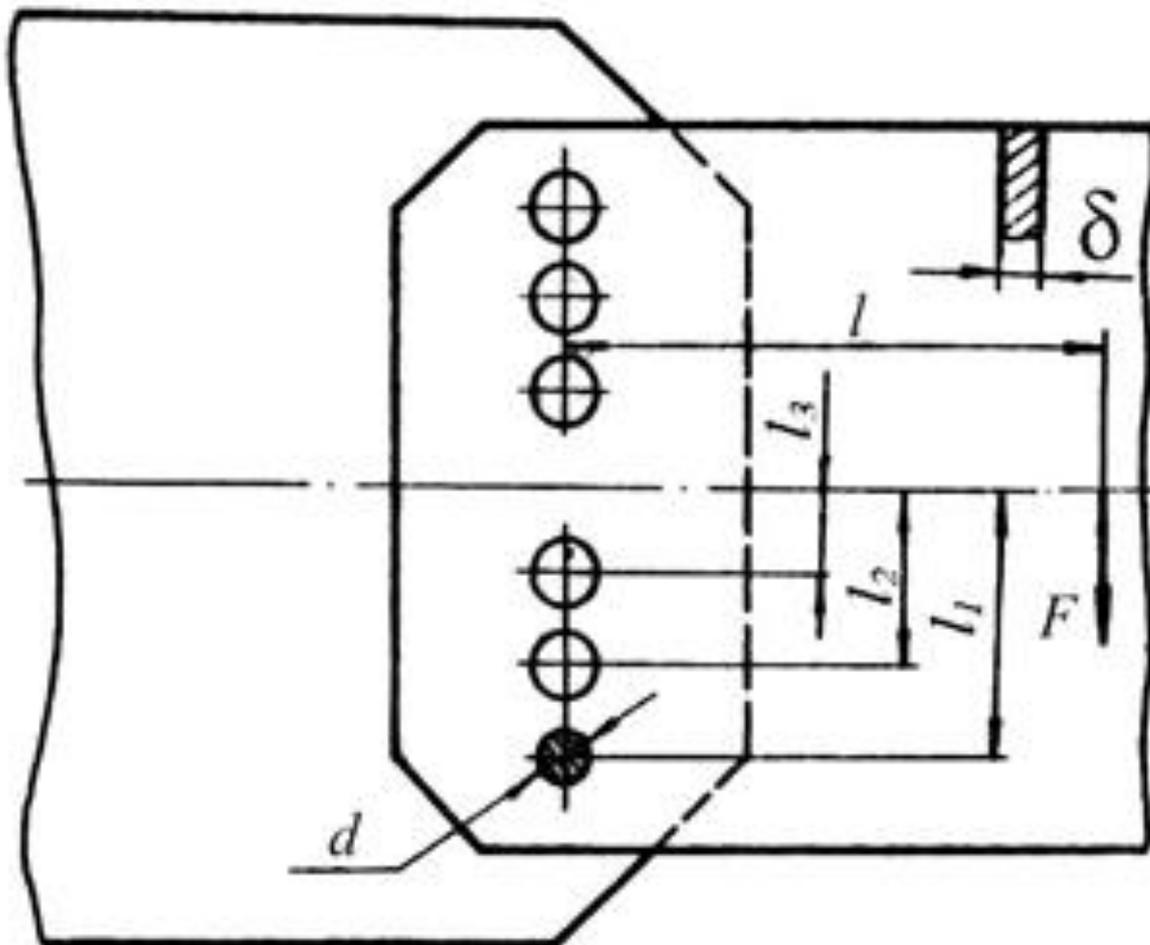


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
ω , $\frac{rad}{c}$	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
d , мм	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750
δ , мм	15	15	18	18	20	22	25	25	25	25

Додаток М

Задача 1

Розрахувати клепане з'єднання кріплення листа до кронштейна при дії на клепааний шов навантаження F . Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.

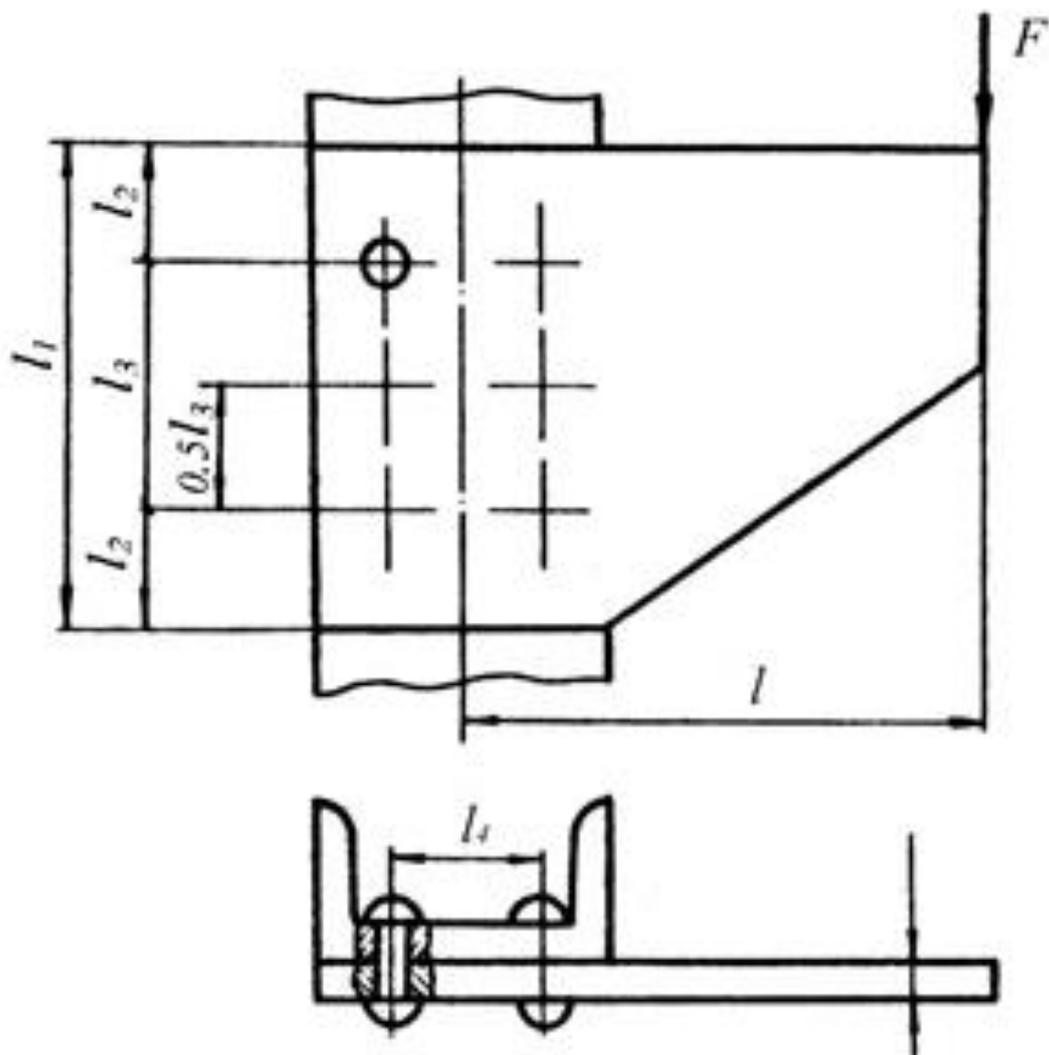


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	20	22	22	24	24	26	26	28	28
l , мм	800	700	760	740	720	700	680	660	640	620
l_1 , мм	50	50	52	52	54	54	60	60	62	62
l_2 , мм	30	30	32	32	34	34	40	40	42	42
l_3 , мм	10	12	14	161	8	20	22	24	26	28
z	6	6	6	6	4	4	4	6	6	6

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідас ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 184

Задача 2

Розрахувати клепане з'єднання кріплення фасонного листа (косинки) до балки. Дані для розрахунку приведені в таблиці, число заклепок $z = 6$. Відсутні дані прийняти самостійно.

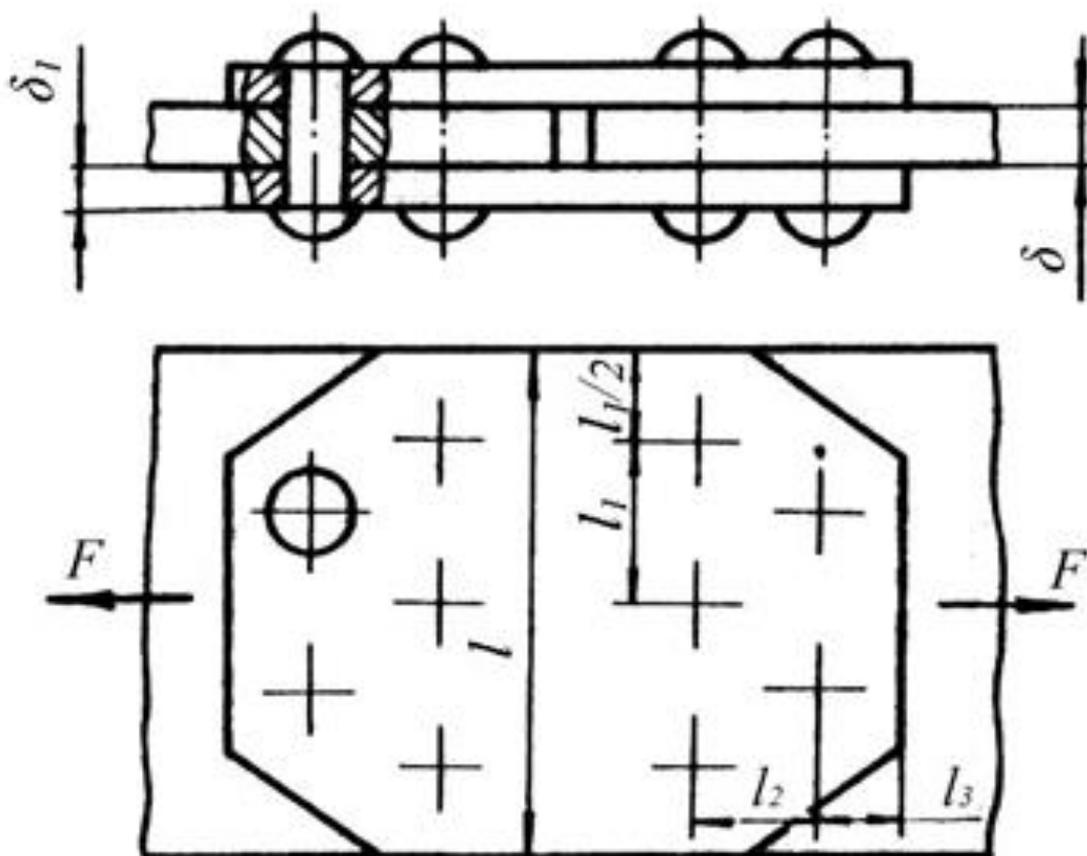


Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
l , мм	700	720	740	760	780	620	640	660	680	700
l_1 , мм	100	120	140	170	200	200	170	140	120	100
№ швелера	20	22	24	27	30	30	27	24	22	20
Матеріал деталі	Сталь Ст2			Сталь Ст3				Сталь Ст4		

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	Арк 186 / 185

Задача 3

Спроекувати клепане з'єднання елементів метало-конструкції, що складає з двох смуг, з'єднаних встик за допомогою двох накладок. Дані для розрахунку приведені в таблиці. Відсутні дані прийняти самостійно.



Дані для розрахунків	Варіант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ф, кН	280	270	260	270	260	240	250	240	230	220
Матеріал деталі	Алюмінієвий сплав Д16Т				Сталь 20			Сталь Ст 10		
Пілготовка отворів	Просвердлені							Продавлені		

Житомирська політехніка	МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЖИТОМИРСЬКА ПОЛІТЕХНІКА» Система управління якістю відповідає ДСТУ ISO 9001:2015	Ф-20.06-05.02/ 274.00.1/Б /ОК20-2024
	Екземпляр № 1	

Додаток Н

Ведучі півосі. Проектний розрахунок.

№ вар.	Розрахунковий крутний момент, Н
11.	7200
12.	5800
13.	6300
14.	6500
15.	7000
16.	5000
17.	5900
18.	6100
19.	6000
20.	5500