

Київський національний університет будівництва і архітектури

Д. А. ПАЛАМАРЧУК

**ДЕТАЛІ МАШИН.
КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ**

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

Київ – 2019

УДК 621.81

ББК 34.42

П 14

Друкується за рішенням Вченої ради Київського національного університету будівництва і архітектури (протокол № 20 від 8 лютого 2019 року).

Рецензенти:

В. С. Ловейкін, завідувач кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України, відмінник освіти України, доктор технічних наук, професор

М. П. Кузьмінець, завідувач кафедри комп'ютерної, інженерної графіки та дизайну Національного транспортного університету, дійсний член Академії будівництва України, доктор технічних наук, професор

Ю. Д. Абрашкевич, професор кафедри будівельних машин Київського національного університету будівництва і архітектури, дійсний член Академії будівництва України, доктор технічних наук, професор

Паламарчук Д.А.

П 14 Деталі машин. Курсове проектування : навчальний посібник / Д. А. Паламарчук. – К. : «ЦП КОМПРИНТ», 2019. – 220 с.
ISBN 966-966-929-920-8

Детально описано порядок виконання курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» для студентів закладів вищої освіти, що навчаються за спеціальностями: «Галузеве машинобудування» та «Прикладна механіка».

Наведено порядок проведення розрахунку циліндричних, конічних, черв'ячних, пасових та ланцюгових передач. Значну увагу приділено виконанню графічної частини проекту та оформленню проектно-конструкторської документації. Наведено приклади виконання складальних та робочих креслень.

Посібник призначений для студентів, магістрів та аспірантів машинобудівних спеціальностей.

ISBN 966-966-929-920-8

© Д. А. Паламарчук, 2019

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ	8
1.1. Визначення основних параметрів приводу і вибір електродвигуна	8
1.2. Загальний розрахунок приводу	10
2. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ	13
2.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість	13
2.2. Визначення основних параметрів передачі	17
2.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині	18
3. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	23
3.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість	23
3.2. Визначення основних параметрів передачі	27
3.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині	28
4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ	31
4.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість	31
4.2. Визначення основних параметрів передачі	33
4.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині	35
4.4. Тепловий розрахунок передачі	36
5. РОЗРАХУНОК ПЛОСКОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ	38
6. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ	43
7. РОЗРАХУНОК ПОЛІКЛИНОВИХ ПЕРЕДАЧ	48
8. РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ	52
9. КОМПОНУВАННЯ РЕДУКТОРІВ	57
9.1. Попередній розрахунок валів та вибір підшипників	57
9.2. Конструювання зубчастих коліс	58
9.3. Конструювання елементів корпусу редуктора	60
9.4. Конструювання валів	65
10. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ	73
10.1. Визначення складових сил в зачепленні циліндричної зубчастої передачі	73
10.2. Визначення складових сил в зачепленні конічної прямозубої передачі ..	74
10.3. Визначення складових сил в черв'ячному зачепленні	75
10.4. Побудова епюр моментів згинаючих сил та крутних моментів	76
11. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ	89
12. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ	91
12.1. Розрахунок призматичних шпонкових з'єднань	91

12.2. Розрахунок клинових шпонкових з'єднань	92
12.3. Розрахунок шліцьових з'єднань	94
13. ПІДБІР ТА РОЗРАХУНОК МУФТ	96
13.1. Підбір та перевірка пружної муфти	96
13.2. Проектувальний розрахунок запобіжної муфти	98
13.3 Комбінована муфта	99
14. ВИКОНАННЯ КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ	100
14.1. Оформлення основного напису креслень та специфікацій	100
14.2. Оформлення специфікацій до складальних креслень	103
14.3. Складальне креслення редуктора та специфікація	104
14.4. Складальне креслення приводу та специфікація	110
14.5. Складальне креслення рами приводу та специфікація	114
14.6. Робочі креслення деталей	119
15. ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	130
ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ	133
ДОДАТКИ	173
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ І РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ	216

ВСТУП

Дисципліна «Деталі машин» належить до обов'язкових загальнотехнічних дисциплін циклу професійної та практичної підготовки фахівців машинобудівних та механічних спеціальностей закладів вищої освіти.

Ця дисципліна базується на таких загальноосвітніх предметах, як «Вища математика», «Фізика», «Теоретична механіка» та загальнотехнічних – «Нарисна геометрія, інженерна і комп'ютерна графіка», «Опір матеріалів», «Теорія механізмів і машин», «Матеріалознавство та технологія конструкційних матеріалів», «Взаємозамінність, стандартизація і технічні вимірювання». З переліку вищеназаних дисциплін видно, що предмет «Деталі машин» є одним з ключових при підготовці фахівців інженерного профілю машинобудівних та механічних спеціальностей.

Структурно дисципліна поділяється на дві частини. Під час проходження першої частини студенти вивчають теоретичні основи та методи розрахунку деталей машин, виконують практичні вправи та лабораторні роботи. Проходження другої частини передбачає практичне використання набутих навичок та вмінь при виконанні курсового проекту з дисципліни.

Виконання курсового проекту ставить перед собою самостійну задачу – навчити студента виконувати проектувальний розрахунок і здійснювати конструювання типових вузлів машин, а також розробляти складальні креслення вузлів та робочі креслення деталей.

Курсове проектування включає в себе наступні етапи:

- розгляд і аналіз типової кінематичної схеми приводу конвеєра, транспортера, змішувача, вантажопідіймальної лебідки, тощо;
- вибір електродвигуна та проведення загального розрахунку приводу;
- проектувальний розрахунок і конструювання редуктора та відкритих передач приводу;
- проведення компоувальних розрахунків і виконання ескізів редуктора та передач;
- розрахунок на міцність валів приводу;
- розрахунок і проектування підшипникових вузлів та з'єднань рухомих і нерухомих деталей;
- виконання складальних креслень вузлів і робочих креслень окремих деталей;
- публічний захист курсового проекту.

Приклади типових завдань до курсового проекту наведені на 133...172 сторінках посібника. Завдання включає в себе кінематичну схему, технічні вимоги і параметри, а також термін роботи приводу, який потрібно спроектувати.

При виконанні курсового проекту, всі розрахунки в повному обсязі виконуються на стандартних аркушах формату А4 та оформлюються у розрахунково-пояснювальну записку. Формули, що застосовуються в розрахунках повинні супроводжуватися поясненнями та розшифровкою всіх величин. Розрахунки супроводжуються достатньою кількістю схем та ескізів. Використовуючи формули,

графіки, таблиці, в квадратних дужках слід виконувати посилання на джерела з яких вони взяті.

Розрахунково-пояснювальна записка обов'язково повинна включати в себе наступні розділи:

- вибір електродвигуна та загальний розрахунок приводу;
- розрахунок передач;
- компоновання редуктора та відкритих передач;
- розрахунок валів;
- розрахунок з'єднань валів з посадженими на них деталями;
- перевірний розрахунок підшипників;
- підбір і перевірний розрахунок муфт.

Розрахунково-пояснювальна записка також повинна містити завдання підписане викладачем, зміст, список використаних літературних джерел та додатки, що включають в себе специфікації, громіздкі таблиці та великі рисунки.

Остаточно оформлену розрахунково-пояснювальну записку споряджають титульним аркушем (додаток 1) та зброшуровують.

Графічну частину виконують на чотирьох стандартних аркушах формату А1. При потребі можна виконувати поділ аркушів формату А1 на аркуші форматів А2, А3, А4.

Графічна частина обов'язково повинна включати в себе наступні креслення:

- складальне креслення приводу;
- складальне креслення редуктора;
- складальне креслення зварної рами;
- робочі креслення деталей.

Складальне креслення приводу (аркуш 1) виконують у двох-трьох проекціях. На кресленні зображують електродвигун, редуктор, відкриті передачі та їх захисні кожухи. При потребі наводяться креслення та схеми розташування кріплень приводу до рами машини чи фундаменту. На кресленнях проставляють порядкові номери позицій складальних одиниць та з'єднувальних деталей. Проставляють габаритні, міжосьові та приєднувальні розміри. Аркуш обов'язково супроводжується специфікацією.

Складальне креслення редуктора (аркуш 2) виконують в такій кількості проєкцій, щоб можна було отримати цілковите уявлення про форму редуктора та розташування передач в ньому. Проєкції повинні містити достатню кількість розрізів чи перерізів. На кресленнях проставляють порядкові номери позицій всіх деталей. Проставляють габаритні, міжосьові та приєднувальні розміри. Обов'язково повинні бути вказані розміри в місцях посадки деталей і підшипників на вали, а також розміри посадочних гнізд підшипників у корпусі редуктора. Для уникнення помилок, креслення передач виконують паралельно з розрахунками. Аркуш обов'язково супроводжується специфікацією.

Складальне креслення зварної рами (аркуш 3) виконують у двох-трьох проєкціях. Проєкції повинні містити розрізи чи перерізи, щоб можна було отримати цілковите уявлення про форму рами, розташування її елементів та способи їх з'єднання. На кресленнях проставляють габаритні та приєднувальні розміри.

Обов'язково вказують розміри отворів для приєднання складових вузлів приводу до рами та розміри отворів для приєднання самої рами до машини або фундаменту. Вказуються типи та параметри зварних швів чи інших методів з'єднання складових елементів рами. За вказівкою викладача аркуш може супроводжуватися специфікацією, в якій вказуються номери прокатного профілю, з якого виготовлено деталі рами та габаритні розміри цих деталей.

Робочі креслення виконують для окремих деталей редуктора (аркуш 4). Для цього аркуш формату А1 розбивається на аркуші формату А3 та А4. Обов'язково виконують робочі креслення таких деталей: вали, зубчасті колеса, кришки підшипників, втулки. Бажано обирати спряжені деталі, наприклад вал та посаджене на його зубчасте колесо і втулка, тощо. На робочому кресленні обов'язково повинні бути вказані технічні вимоги та рекомендації щодо виготовлення деталі. Робочі креслення зубчастих коліс супроводжуються табличною рамкою в якій вказані основні характеристики цього колеса.

Вірно виконаний та оформлений курсовий проект підписується викладачем до захисту перед комісією. Після чого студент захищає свою роботу в терміни, що вказані в завданні на проект.

Під час захисту студент повинен розкрити зміст виконаного курсового проекту, розповісти технічні параметри і призначення спроектованого приводу, пояснити особливості розрахунку та відповісти на поставлені запитання. Мета захисту – з'ясувати, наскільки глибоко студент засвоїв методи розрахунку і проектування типових вузлів деталей машин. У випадку, коли після захисту студент отримав незадовільну оцінку, дозволяється пройти захист ще раз.

Після роботи над проектом студенти повинні знати:

- сучасні конструкції деталей машин та теоретичні основи розрахунків деталей і їх з'єднань;
- основи конструювання деталей машин та механізмів;
та вміти:
 - виконувати проектно-конструкторські і розрахункові роботи з метою створення машин і механізмів, використовуючи типові і стандартні деталі і їх сполучення в складальних одиницях;
 - визначати навантаження, що діють на деталі машин, виконувати їх розрахунки на міцність з метою забезпечення надійності і працездатності виробів машинобудування;
 - обґрунтовувати пропозиції щодо раціональних схем побудови механізмів.

1. ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА ТА ЗАГАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ

1.1. Визначення основних параметрів приводу і вибір електродвигуна

Перед початком розрахунків потрібно намалювати кінематичну схему приводу, що вказана в завданні. Після чого, проаналізуйте яким чином відбувається передача крутного моменту від електродвигуна до приводного валу машини. Також встановіть, які види передач входять до складу приводу та редуктора зокрема.

Розрахунок приводу починають з вибору електродвигуна за потрібною потужністю, частотою обертання ротора та умовах експлуатації, що наведені в завданні. Для визначення потрібної потужності двигуна P_{Enomr} та частоти обертання його ротора n_{Enomr} розрахунок проводять у наступній послідовності.

Потужність на приводному валу приводу (вал на якому встановлено ведучий тяговий барабан, зірочка або ж робочий орган машини), [кВт]:

$$P_{np} = FV, \quad (1.1)$$

де F – колова сила на ведучому тяговому барабані, зірочці або ж робочому органі машини (вказується у завданні до проекту), [кН];

V – лінійна швидкість руху робочого органа машини (вказується у завданні до проекту), [м/с].

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу:

$$\eta_{заг} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \dots, \quad (1.2)$$

де η_1, η_2, η_3 – орієнтовне значення ККД кожного окремого елемента, що входить до складу приводу (передач, муфт, пар підшипників). Значення ККД всіх елементів, що входять до складу типових приводів вказані в табл. 1.1.

У випадку поділу силового потоку на кілька паралельних віток, що ведуть до одного робочого органу машини, потрібно враховувати ККД елементів лише однієї з віток. Оскільки, вважається, що загальний ККД кількох потоків дорівнює ККД одного з них.

Потрібна потужність електродвигуна, [кВт]:

$$P_{Enomr} = \frac{P_{np}}{\eta_{заг}}. \quad (1.3)$$

Частота обертання приводного валу, у випадку коли на ньому встановлений тяговий барабан або ж шнековий робочий орган, [хв⁻¹]:

$$n_{np} = \frac{60000V}{\pi D}, \quad (1.4)$$

де D – діаметр тягового барабана (вказується у завданні до проекту), [мм].

Частота обертання приводного валу, у випадку коли на ньому встановлено тягові зірочки, [хв⁻¹]:

$$n_{np} = \frac{60000V}{z \cdot t}, \quad (1.5)$$

де z – кількість зубців тягової зірочки (вказується у завданні до проекту);

t – крок зубців тягової зірочки, [мм].

Таблиця 1.1. Орієнтовні значення ККД елементів приводу

Елементи приводу	η
Зубчаста передача редуктора:	
– циліндрична	0,96...0,98
– конічна	0,95...0,97
Черв'ячна передача редуктора:	
– при однозаходному черв'яку	0,70...0,75
– при двозаходному черв'яку	0,75...0,85
Ланцюгова передача:	
– відкрита	0,91...0,93
– закрита	0,95...0,97
Пасова передача:	
– плоскопасова	0,95...0,97
– клинопасова, поліклинова	0,94...0,96
Підшипники кочення (одна пара)	0,990...0,995
Підшипники ковзання (одна пара)	0,975...0,995
Муфти	0,985...0,995

Мінімальне та максимальне значення передаточного числа, що можна забезпечити заданою конфігурацією приводу:

$$u_{\min} = u_{1\min} u_{2\min} u_{3\min};$$

$$u_{\max} = u_{1\max} u_{2\max} u_{3\max}, \quad (1.6)$$

де $u_{1\min}, u_{1\max}$ – відповідно мінімальне та максимальне передаточне число першої ступені редуктора;

$u_{2\min}, u_{2\max}$ – відповідно мінімальне та максимальне передаточне число другої ступені редуктора;

$u_{3\min}, u_{3\max}$ – відповідно мінімальне та максимальне передаточне число передачі з гнучким зв'язком (пасової чи ланцюгової).

Мінімальні та максимальні значення передаточного числа для основних видів передач вказані в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2. Передаточні числа деяких типів передач

Тип передачі	u
Циліндрична та конічна передача редуктора	3...6
Відкрита зубчаста передача:	
– циліндрична	4...6
– конічна	3...4
Черв'ячна	8...100
Пасова	2...4
Ланцюгова	2...6

У випадку поділу силового потоку на кілька паралельних віток, що ведуть до одного робочого органу машини, потрібно враховувати передаточні числа передач лише однієї з віток.

Мінімальне та максимальне значення частоти обертання ротора електродвигуна, відповідно, $[\text{хв}^{-1}]$:

$$\begin{aligned} n_{E\min} &= n_{np} u_{\min}; \\ n_{E\max} &= n_{np} u_{\max}. \end{aligned} \quad (1.7)$$

За знайденим значенням потужності (1.3) та частотою обертання ротора (1.7) обирається електродвигун.

Потужність вибраного електродвигуна P_E має бути максимально близькою до розрахованого значення $P_{E\text{номр}}$. При цьому, допускається перевантаження двигуна не більш, ніж на 10%, а недовантаження не повинно перевищувати – 20%. Однак, в подальших розрахунках потрібно використовувати розраховане значення потужності $P_{E\text{номр}}$ (1.3), це пов'язано з тим, що машина споживає лише ту потужність, що відповідає потужності на робочому органі.

Частоту обертання ротора електродвигуна n_E при встановленому значенні потужності обирають за умовою $n_{E\min} \leq n_E \leq n_{E\max}$. При цьому часто виникає ситуація, що при одному й тому значенні потужності підходять декілька електродвигунів з різними частотами обертання. У цьому випадку доцільно вибрати більш тихохідний двигун, що забезпечує найменшу масу, габарити та вартість приводу.

В більшості випадків для приводів без черв'ячної передачі застосовують електродвигуни з синхронною частотою обертання ротора 1000 або 1500 хв^{-1} (рідше 750 хв^{-1}). Для приводів, що містять черв'ячну передачу рекомендують електродвигуни з синхронною частотою – 3000 хв^{-1} .

Для проектування приводів найбільш доцільно використовувати трифазні асинхронні двигуни змінного струму з короткозамкненим ротором серій АИР (додаток 2). Сучасні електродвигуни серії АИР мають ряд переваг над дещо застарілими двигунами серії 4А – у них менша маса при однаковій потужності, більш досконала система вентиляції, покращена енергоефективність та вібростійкість, що забезпечує кращий ККД. Обидві серії двигунів взаємозамінні між собою.

Після вибору двигуна слід записати його тип, номінальну потужність P_E , [кВт] та номінальну частоту обертання n_E , $[\text{хв}^{-1}]$.

1.2. Загальний розрахунок приводу

Визначення фактичного значення загального передаточного числа всього приводу:

$$u_{\phi} = \frac{n_E}{n_{np}}. \quad (1.8)$$

Розбивка загального передаточного числа між всіма передачами приводу проходить в наступній послідовності. Для передачі з гнучким зв'язком (пасової чи ланцюгової) умовно призначається передаточне число: $u_{3\text{умов}} = 2 \dots 3$.

Після чого, можна визначити орієнтовне передаточне число редуктора:

$$u_{ор ред} = u_1 \cdot u_2 = \frac{u_{\Phi}}{u_{з умов}}. \quad (1.9)$$

Для поділу передаточного числа редуктора між його ступенями використовують наступні формули:

- для розгорнутих циліндричних двоступеневих редукторів

$$u_1 = (1,1 \dots 1,15) \sqrt{u_{ор ред}}; \quad (1.10)$$

- для співвісних циліндричних двоступеневих редукторів

$$u_2 = 0,95 \sqrt{u_{ор ред}}; \quad (1.11)$$

- для конічно-циліндричних редукторів

$$u_2 = 1,1 \sqrt{u_{ор ред}}. \quad (1.12)$$

- для співвісних циліндричних двоступеневих редукторів з внутрішнім зачепленням

$$u_1 = 2 \sqrt[3]{u_{ор ред}}. \quad (1.13)$$

Передаточне число циліндричної ступені в черв'ячно-циліндричних редукторах приймають в межах $u_2 = 3,15 \dots 5$, а в циліндрично-черв'ячних – $u_1 = 1,6 \dots 3,15$.

Передаточне число однієї з ступеней редуктора, що визначене за наведеними рекомендаціями та формулами (1.10...1.13) приводиться до найближчого зі стандартного ряду ГОСТ 25301-95 (табл. 1.3). Після чого, визначається передаточне число іншої ступені, і також приводиться до найближчого зі стандартного ряду.

Таблиця 1.3. Стандартні значення передаточного числа зубчастих передач.

1 ряд	1,25	1,6	2,0	2,50	3,15	4,0	5,0	6,3
2 ряд	1,4	1,8	2,24	2,80	3,55	4,5	5,6	7,1

Маючи стандартні значення передаточних чисел обох ступеней редуктора $u_{1СТ}$ і $u_{2СТ}$, остаточно визначають передаточне число передачі з гнучким зв'язком:

$$u_3 = \frac{u_{\Phi}}{u_{1СТ} \cdot u_{2СТ}}. \quad (1.14)$$

Після цього, значення всіх трьох передаточних чисел зазначають на відповідних передачах, раніше накресленої, кінематичної схеми приводу. Крім того, всі вали приводу нумерують по-порядку, починаючи від електродвигуна. Причому, для валу двигуна призначають №1, для наступного валу після двигуна №2, для наступного – №3 і так по черзі, враховуючи приводний вал машини.

Потужність на кожному з валів приводу визначається в наступному порядку.

Потужність на валу №1 це і є потрібна потужність електродвигуна, що встановлена раніше (1.3):

$$P_1 = P_{Еномр}. \quad (1.15)$$

Потужність на валу №2:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots = \dots, \quad (1.16)$$

де η_1, η_2 – значення ККД всіх елементів приводу, що встановлені між валом №1 і валом №2. Також тут враховують ККД підшипників на яких встановлено вал №2.

Потужність на валу №3:

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \dots = \dots, \quad (1.17)$$

де η_3, η_4 – значення ККД всіх елементів приводу, що встановлені між валом №2 і валом №3. Також тут враховують ККД підшипників на яких встановлено вал №3.

Так по черзі, визначається потужність на всіх наступних валах приводу. У випадку розподілу силового потоку з одного валу на два паралельних вали, потужність на кожному з ведених валів дорівнюватиме половині потужності, що була визначена на ведучому валу.

Для збереження точності розрахунків, при визначенні потужності на кожному з валів, для коефіцієнтів $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ потрібно призначати ті ж самі числові значення ККД, що використовувалися у формулі (1.2).

Розрахунок частоти обертання валів розпочинають з валу електродвигуна:

$$n_1 = n_E. \quad (1.18)$$

Потім визначають частоту обертання інших валів. Наприклад, частота обертання валу №2:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_i}, \quad (1.19)$$

де u_i – передаточне число передачі, що встановлена між валом №1 та валом №2.

Частота обертання валу №3:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{i+1}}, \quad (1.20)$$

де u_{i+1} – передаточне число передачі, що встановлена між валом №2 та валом №3.

Так по черзі, визначається частота обертання всіх наступних валів приводу.

У випадку, якщо два сусідні вали між собою сполучені муфтою, то частота обертання цих валів однакова.

Крутний момент на кожному окремому валові приводу визначається, [Н·м]:

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}, \quad (1.21)$$

де P_i, n_i – відповідно потужність [кВт] і частота обертання [хв⁻¹] i -того валу приводу.

Результати розрахунків потужності, частоти обертання та крутного моменту на кожному з валів приводу заносять до зведеної таблиці (табл. 1.4).

Таблиця 1.4. Характеристики валів приводу

Номер вала	Розраховані параметри		
	P , кВт	n , хв ⁻¹	T , Н·м
1			
2			
3			
...			

2. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Зубчасті циліндричні передачі набули найбільшого поширення серед усіх механічних передач, завдяки – постійному передаточному числу, простоті конструкції та надійності. При ретельному виготовленні та гарному мащенні ці передачі мають досить високий ККД та можуть працювати при різних швидкостях. В залежності від матеріалу зубчастих коліс циліндричні передачі можуть працювати як при постійних, так і змінних та ударних навантаженнях.

Найбільш поширеними є зубчасті циліндричні прямозубі та косозубі передачі з евольвентним профілем зубців.

При розрахунку будь-яких зубчастих передач слід пам'ятати, що в машинобудуванні, ведуче зубчасте колесо ступені називають шестерня, а ведене – колесо. Щоб відрізнити яка з величин відноситься до шестерні, а яка до колеса – позначення величин просявляють з цифровими індексами. Індекс 1 стосується шестерні, а індекс 2 зубчастого колеса.

При проектуванні двоступеневих циліндричних співвісних редукторів спочатку розраховують другу (тихохідну ступень). Тоді, міжосьову відстань, що визначена для другої ступені призначають і для першої ступені. Це пов'язано з тим, що тихохідна ступень є більш навантаженою, тому у випадку визначення міжосьової відстані за першою ступенню зубчасті колеса другої будуть перевантажені.

2.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість

У відповідності до рекомендацій, що наведені в завданні до курсового проекту, обирається матеріал зубчастих коліс, відповідна термообробка та твердість за шкалою HB або ж HRC. Рекомендується для шестерні та колеса призначити матеріал однієї марки. Термічною обробкою слід забезпечити твердість поверхні шестерні на 20...30 HB або на 3...7 HRC більшу, ніж для колеса. Марки сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих передач редукторів загального призначення, та їх деякі характеристики приведені в додатку 3.

За табл. 2.1 визначається межа контактної витривалості матеріалу для шестерні σ_{Hlimb1} та колеса σ_{Hlimb2} . Межа контактної витривалості матеріалу залежить від термообробки і групи сталі.

Таблиця 2.1. Межі контактної витривалості груп сталей

Термічна обробка зубців	Твердість зубців	Група сталей	$\sigma_{Hlimb} =$, МПа
Нормалізація, поліпшення	≤ 350 HB	вуглецеві, леговані	$2 \cdot HB + 70$
Об'ємне гартування	38...50 HRC		$18 \cdot HRC + 150$
Поверхнєве гартування	40...55 HRC		$17 \cdot HRC + 200$
Цементация	≥ 56 HRC	леговані	$23 \cdot HRC$

У відповідності до твердості HB обраного матеріалу за рис. 2.1 визначають базове число циклів зміни напружень окремо для шестерні N_{HO1} і зубчастого ко-

леса N_{HO2} . Якщо твердість матеріалу вибрана в системі HRC, то спочатку за рис. 2.2 потрібно перевести твердість HRC в твердість HB.

Загальний прогнозований час роботи механізму під навантаженням, [год]:

$$t = 22 \cdot G \cdot M \cdot P, \quad (2.1)$$

де G – тривалість роботи приводу на добу, [год];

M – кількість робочих місяців у році;

P – кількість років роботи приводу.

Враховуючи загальний час роботи механізму під навантаженням визначається окремий час роботи при дії різних навантажень t_1, t_2, t_3 , [год].

Сумарне (еквівалентне) число циклів зміни напружень теж визначається для шестерні N_{HE1} та колеса N_{HE2} , і залежить від прикладеного навантаження. При змінному ступінчастому навантаженні:

$$N_{HE1} = \left(\frac{K_1 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_1 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_2 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_3 t_3;$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u}, \quad (2.2)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнт зміни навантаження – вибирається за циклограмою;

n_1, n_2 – частота обертання відповідно шестерні та зубчастого колеса, [хв⁻¹];

t_1, t_2, t_3 – час роботи при дії різних навантажень, [год];

u – передаточне число зубчастої передачі, що розраховується.

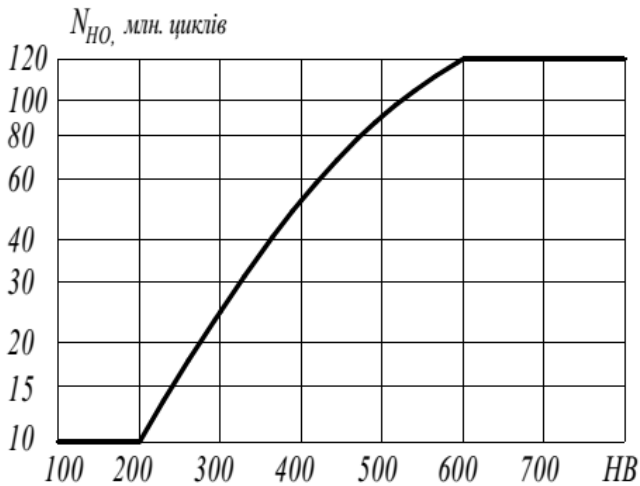


Рис. 2.1. Графік до визначення базового числа циклів зміни напружень

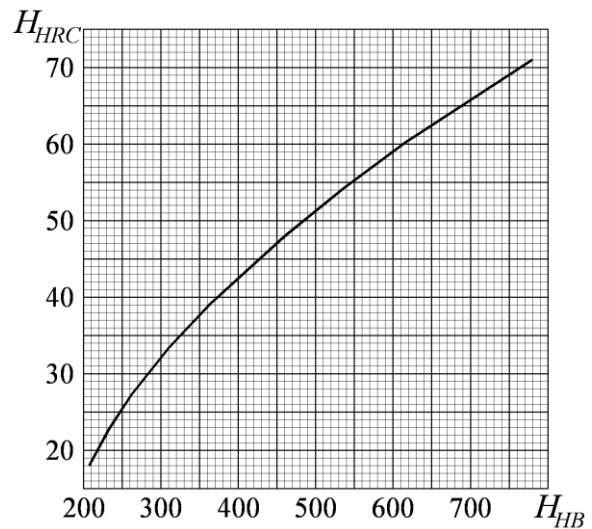


Рис. 2.2. Графік для порівняння твердості HB та HRC

Коефіцієнт довговічності, що враховує термін роботи і режим навантаження передачі визначається залежно від співвідношення значень N_{HE} і N_{HO} окремо для шестерні та колеса. Якщо $N_{HE} > N_{HO}$, то $K_{HL} = 1$. У іншому випадку:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}; \quad K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}. \quad (2.3)$$

Межа контактної витривалості поверхні зубців шестерні та колеса, [МПа]:

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim b1} K_{HL1}; \quad \sigma_{H\lim 2} = \sigma_{H\lim b2} K_{HL2}. \quad (2.4)$$

Орієнтовна колова швидкість коліс [м/с]:

$$v = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 n_1^2}, \quad (2.5)$$

де P_1 – потужність на валу шестерні, [кВт];

n_1 – частота обертання шестерні, [хв⁻¹].

Відповідно до визначеної колової швидкості обирається ступінь точності передачі (табл. 2.2). Для зубчастих передач редукторів загального призначення обирають ступінь точності в межах 6...9.

Таблиця 2.2. Допустимі колові швидкості для зубчастих передач

Ступінь точності передачі	Максимально допустима колова швидкість v , м/с			
	циліндрична передача		конічна передача	
	прямозуба	косозуба	прямозуба	косозуба
6 (високоточна)	15	30	12	20
7 (точна)	10	15	8	10
8 (середньої точності)	6	10	4	7
9 (низької точності)	2	4	1,5	3

Допустиме напруження на контактну витривалість, при проектному розрахунку визначається окремо для шестерні та колеса, [МПа]:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_H} Z_R Z_V; \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_H} Z_R Z_V. \quad (2.6)$$

де Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь зубців. Обирається у відповідності до точності передачі та шорсткості поверхні (табл. 2.3);

Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість. Обирається за коловою швидкістю з рис. 2.3;

S_H – коефіцієнт безпеки для коліс. Для коліс з однорідною структурою матеріалу (поліпшення, нормалізація, об'ємне гартування) – $S_H = 1,1$; для коліс з поверхневим зміцненням (гартування СВЧ, цементация) – $S_H = 1,2$.

Таблиця 2.3. Коефіцієнт шорсткості поверхні зубців

Ступінь точності	Шорсткість R_a , мкм	Z_R
6	$0,63 \leq R_a < 1,25$	1
7	1,25	0,95
8	$1,25 < R_a \leq 2,5$	0,93
9	$2,5 < R_a < 3,2$	0,91

У випадку низьких колових швидкостей: $v = 0...1,5$ м/с приймають $Z_R Z_V = 1$.

Для косозубих та шевронних циліндричних передач в подальших розрахунках використовується середнє значення допустимого контактного напруження:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]), \quad (2.7)$$

де $[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]$ – допустиме контактне напруження, що визначене за формулами (2.6), відповідно шестерні та колеса.

Для прямозубих передач в подальших розрахунках використовується менше значення з двох визначених $[\sigma_{H1}]$ чи $[\sigma_{H2}]$.

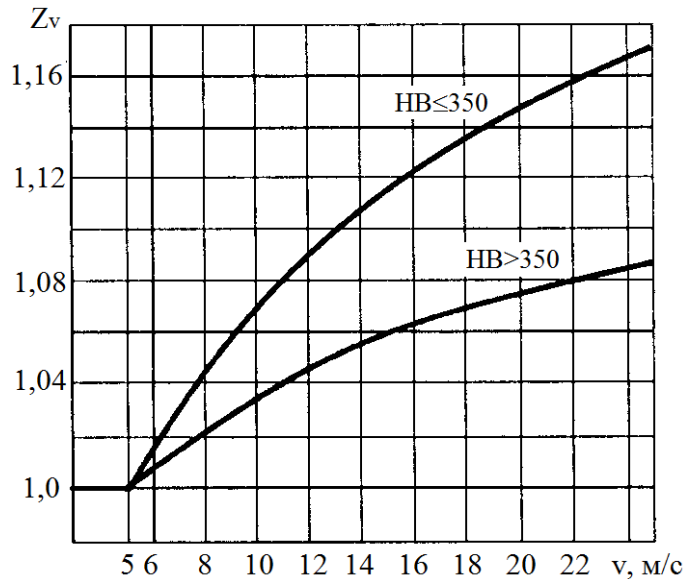


Рис. 2.3. Коефіцієнт шорсткості поверхні зубців

Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса за діаметром:

$$\psi_d = k\psi_{d \max}, \quad (2.8)$$

де $k = 0,7$ – для швидкохідних ступеней, $k = 0,9$ – для тихохідних;
 $\psi_{d \max}$ – максимальне значення коефіцієнта (табл. 2.4).

Таблиця 2.4. Значення коефіцієнта $\psi_{d \max}$

Розміщення опор відносно зубчастого вінця колеса	Навантаження	$\psi_{d \max}^*$	
		HB ≤ 350	HB > 350
Симетрично	спокійне	1,6 / 2,2	1,0 / 1,3
	змінне	1,2 / 1,6	0,9 / 1,2
Несиметрично	спокійне	1,25 / 1,6	0,8 / 1,1
	змінне	1,0 / 1,3	0,65 / 0,9
На одній стороні від вінця	спокійне	0,7	0,55
	змінне	0,6	0,45

* В знаменнику вказані значення для шевронних передач

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця за міжосьовою відстанню:

$$\psi_{ba} = \frac{2\psi_d}{u \pm 1}, \quad (2.9)$$

де u – передаточне число ступені, що розраховується. Причому знаменник $u + 1$ – для передач із зовнішнім зачепленням, $u - 1$ – для передач із внутрішнім.

Знайдене значення ψ_{ba} округлюється до більшого із стандартного ряду: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0.

Міжосьова відстань, [мм]:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba}}}, \quad (2.10)$$

де K_a – узагальнений коефіцієнт, що враховує форму зубців, $K_a = 495$ – для прямозубих передач, $K_a = 430$ – для косозубих;

T_2 – крутний момент на веденому валу ступені, [Н·м]. При розрахунку шевронних (роздвоєних) передач підставляється значення крутного моменту $T_2 / 2$.

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця. Визначається за кінематичною схемою та таблицею в додатку 4.

Знайдене значення міжосьової відстані приводиться до найближчого стандартного за ГОСТ 2185-66 (табл. 2.5).

Таблиця 2.5. Стандартні значення міжосьової відстані, [мм]

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2 ряд	–	–	71	90	112	140	180	224	280	355	450

2.2. Визначення основних параметрів передачі

Нормальний модуль зачеплення, [мм]:

$$m_n = 0,01a_w \dots 0,02a_w. \quad (2.11)$$

З цього інтервалу обирається стандартне значення модуля m_n за ГОСТ 9563-60 (табл. 2.6). Для високонавантажених передач рекомендовано приймати більші значення модуля.

Таблиця 2.6. Стандартні значення модуля, [мм]

1 ряд	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2 ряд	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Попередньо приймається кут нахилу лінії зубців β . Для прямозубих передач – $\beta=0$, для косозубих – $\beta=8 \dots 15^\circ$, для шевронних – $\beta=25 \dots 40^\circ$.

Сума зубців у передачі (для передач із внутрішнім зачепленням – різниця):

$$\Sigma Z = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n}, \quad (2.12)$$

знайдене значення приводиться до найближчого цілого.

$$\text{Кількість зубців шестерні: } z_1 = \frac{\Sigma Z}{u \pm 1}, \quad (2.13)$$

якщо отримано дробове число, його слід привести до найближчого цілого. Тут $u + 1$ – для передач із зовнішнім зачепленням, $u - 1$ – для передач з внутрішнім.

Для уникнення застосування коригованого зачеплення, повинна виконуватися умова $z_1 \geq 17$. Якщо ж, у результаті вийшло $z_1 < 17$, то для подальших розрахунків приймають $z_1 = 17$.

Кількість зубців колеса:

$$- \text{ для передач із зовнішнім зачепленням: } z_2 = \Sigma Z - z_1; \quad (2.14)$$

$$- \text{ для передач із внутрішнім зачепленням: } z_2 = \Sigma Z + z_1. \quad (2.15)$$

$$\text{Фактичне передаточне число: } u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (2.16)$$

Уточнення кута нахилу зубців (для прямозубих передач не проводиться):

$$\beta = \arccos \left(\frac{m_n \Sigma Z}{2a_w} \right). \quad (2.17)$$

Торцевий модуль визначається лише для косозубих передач, [мм]:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}. \quad (2.18)$$

Діаметри ділільних кіл шестерні та колеса, відповідно, [мм]:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}. \quad (2.19)$$

Діаметри кіл вершин (виступів), [мм]:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 \pm 2m_n. \quad (2.20)$$

Діаметри кіл западин, [мм]:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n; \quad d_{f2} = d_2 \mp 2,5m_n. \quad (2.21)$$

При визначенні діаметрів d_{a2} та d_{f2} для передачі з внутрішнім зачепленням у формулах (2.20...2.21) користуються нижнім знаком дії.

$$\text{Уточнення міжосьової відстані, [мм]: } a_w = \frac{m_t \cdot \Sigma Z}{2}. \quad (2.22)$$

$$\text{Ширина зубчастого вінця колеса, [мм]: } b_2 = \psi_{ba} a_w. \quad (2.23)$$

$$\text{Ширина шестерні, [мм]: } b_1 = (1,05 \dots 1,1) b_2. \quad (2.24)$$

Знайдені ширини зубчастих коліс b_1 та b_2 округлюють до найближчого більшого значення зі стандартного ряду нормальних лінійних розмірів (додаток 5).

2.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині

При перевірці витривалості зубців на згин повинні виконуватися умови:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (2.25)$$

Коефіцієнт перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.26)$$

Рекомендується для прямозубих передач $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$, для косозубих $\varepsilon_\alpha \geq 1$.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження між зубцями:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (2.27)$$

де n – порядковий номер ступеню точності, що встановлений раніше за табл. 2.2.

Коефіцієнт розподілу навантаження по ширині зубця:

$$K_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}. \quad (2.28)$$

Розрахункова питома колова сила, [Н/мм]:

$$W_{Ft} = \frac{2000T_1}{d_1b_1} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (2.29)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу ступені, [Н·м];

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження (додаток 6).

Еквівалентна кількість зубців для шестерні та колеса, відповідно:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (2.30)$$

За рис. 2.4 визначають коефіцієнти форми зубця окремо для шестерні Y_{F1} та для колеса Y_{F2} .

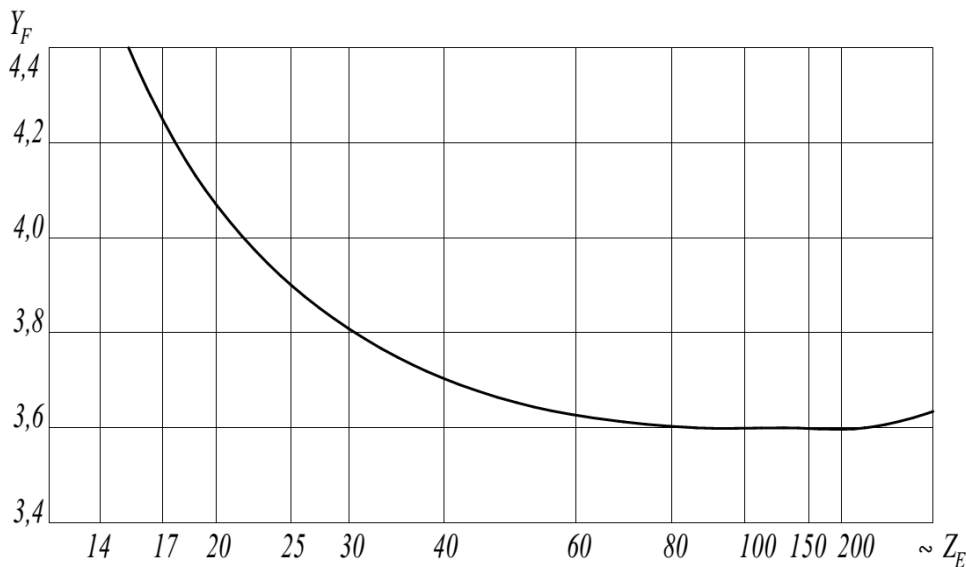


Рис. 2.4. Коефіцієнт форми зубця Y_F

Коефіцієнт нахилу зубців:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}. \quad (2.31)$$

Для прямозубих коліс $Y_\beta = 1$.

Робоче значення напруження зубців на вигин визначається для шестерні та колеса, [МПа]:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m_n}; \quad \sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m_n}. \quad (2.32)$$

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = \left(\frac{K_1 M}{M}\right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M}\right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M}\right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_3;$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u}, \quad (2.33)$$

тут значення всіх величин приймаються такими ж, як у формулах (2.2).

Коефіцієнт довговічності, що враховує витривалість зубців на згин:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}}; \quad K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}, \quad (2.34)$$

де m_F – показник степеня кривої витривалості при згині. Якщо твердість сталі $HV \leq 350$, то $m_F = 6$, у іншому разі $m_F = 9$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів зміни напружень для всіх сталей.

Якщо $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL} = 1$.

Допустиме напруження на вигин, відповідно, для шестерні і колеса, [МПа]:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F \text{ limb1}}^0 K_{FC} K_{FL} Y_S Y_R}{S_F}; \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F \text{ limb2}}^0 K_{FC} K_{FL} Y_S Y_R}{S_F}, \quad (2.35)$$

де $\sigma_{F \text{ limb1}}^0$, $\sigma_{F \text{ limb2}}^0$ – межа витривалості зубців на вигин, відповідно для шестерні та колеса. Визначається з додатку 7 в залежності від марки сталі та термообробки;

K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер прикладання навантаження (табл. 2.7);

Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу в залежності від модуля зачеплення (табл. 2.8);

$Y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця;

S_F – коефіцієнт безпеки, що враховує спосіб виготовлення заготовки.

Таблиця 2.7. Коефіцієнт прикладення навантаження K_{FC}

Характер прикладення навантаження та термообробка	K_{FC}
Нереверсивна передача (всі види термообробки)	1,0
Реверсивна передача (нормалізація, поліпшення)	0,7
Реверсивна передача (гартування, цементация)	0,8

Таблиця 2.8. Коефіцієнт чутливості матеріалу Y_S *

$m_n, \text{мм}$	1,0	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10	11	12	14
Y_S	1,12	1,07	1,03	1,02	1,0	0,98	0,97	0,96	0,95	0,94	0,94	0,93	0,92	0,91	0,9	0,88	0,88	0,87

*Для знаходження коефіцієнта при проміжному значенні m , використовують інтерполяцію.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S_F' S_F'', \quad (2.36)$$

де S_F' – коефіцієнт, що враховує нестабільність параметрів матеріалу (додаток 7);

S_F'' – коефіцієнт, що враховує спосіб виготовлення заготовки (табл. 2.9).

Таблиця 2.9. Коефіцієнт виготовлення заготовки і умов експлуатації S_F''

Спосіб виготовлення заготовки	S_F''
Поковка, штамповка	1,0
Прокат	1,15
Лиття	1,3

За результатами отриманими у формулах (2.32) та (2.35) виконують перевірку (2.25) окремо для шестерні та колеса. Якщо для виготовлення шестерні і колеса застосовується однаковий матеріал, то перевірку за умовою (2.25) виконують лише для шестерні, оскільки вона є більш навантаженою.

У випадку, якщо умова (2.25) не виконується, то для виготовлення зубчастих коліс призначають матеріал з більшою твердістю, збільшують міжосьову відстань передачі та ширину зубчастих коліс.

Після проведення розрахунків виконують креслення зубчастої циліндричної передачі (рис. 2.5, рис. 2.6).

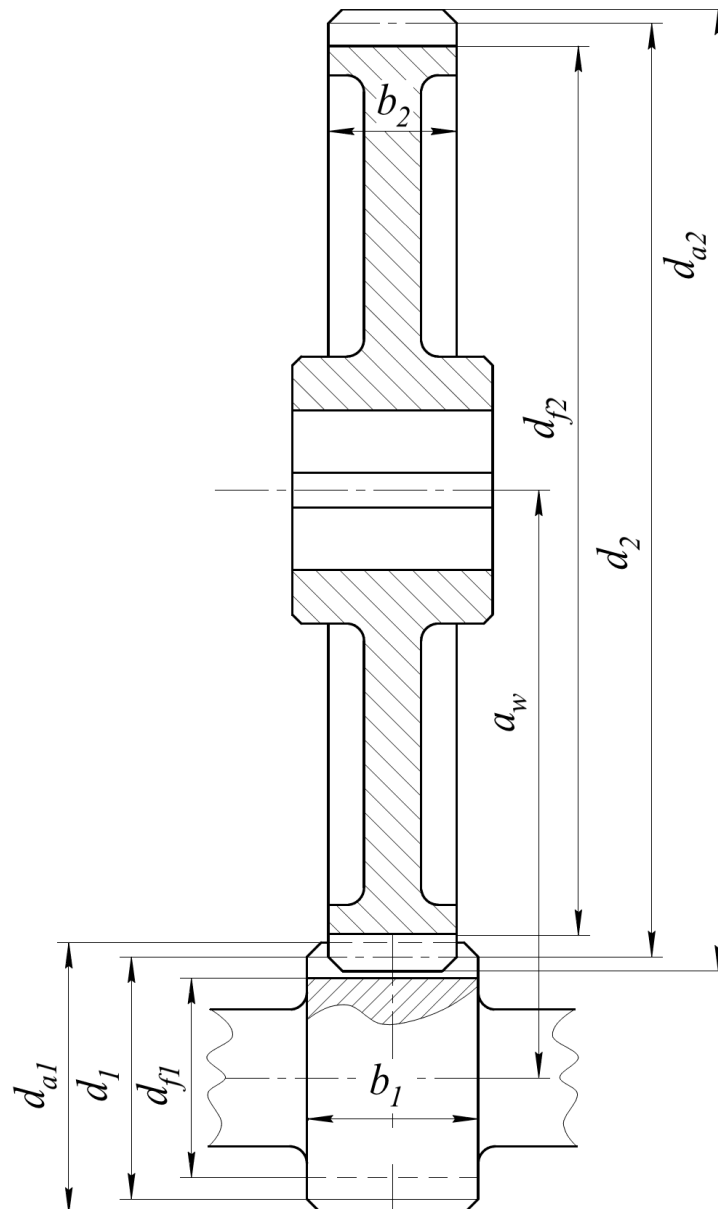


Рис. 2.5. Ескіз зубчастої циліндричної передачі

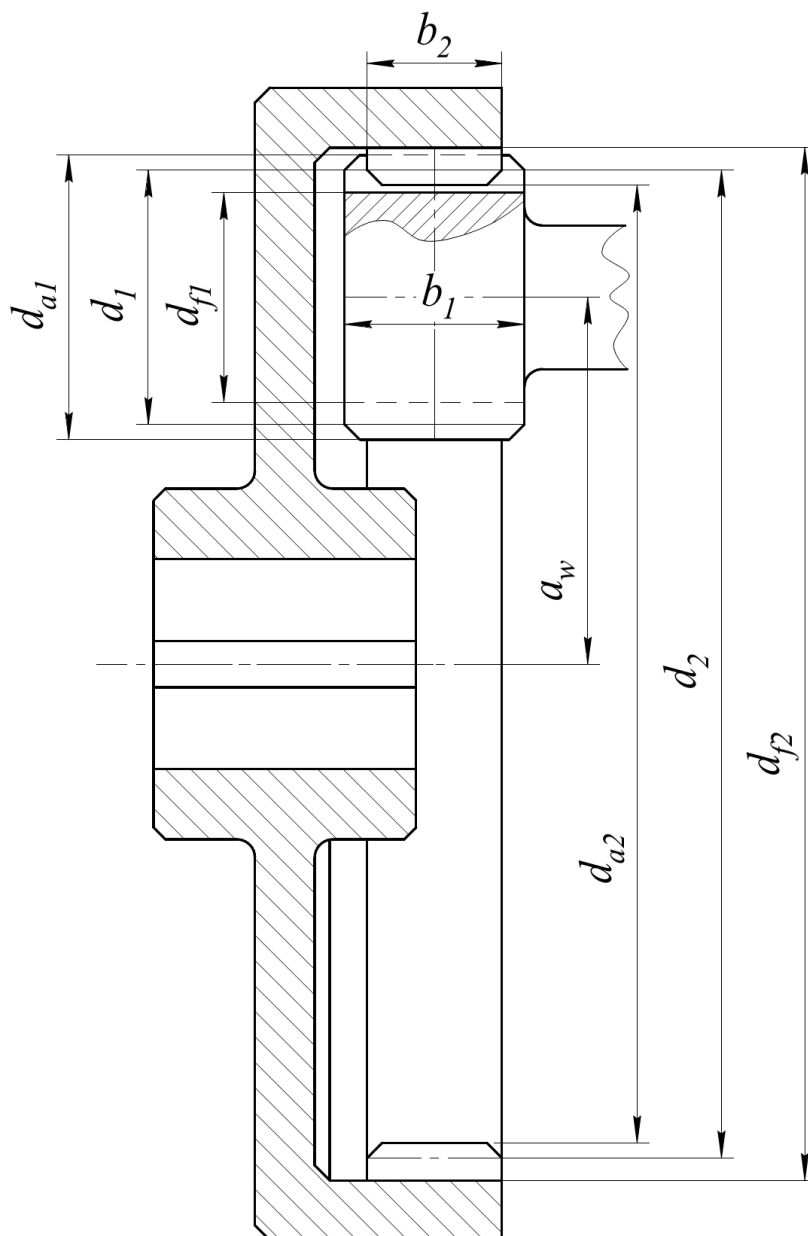


Рис. 2.6. Ескіз зубчастої циліндричної передачі з внутрішнім зачепленням

3. РОЗРАХУНОК ЗАКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Зубчасті конічні передачі використовуються для передачі крутного моменту між валами, що перетинаються. За ГОСТ 19326-73 зубці конічних коліс виконують трьох форм (рис. 3.1).

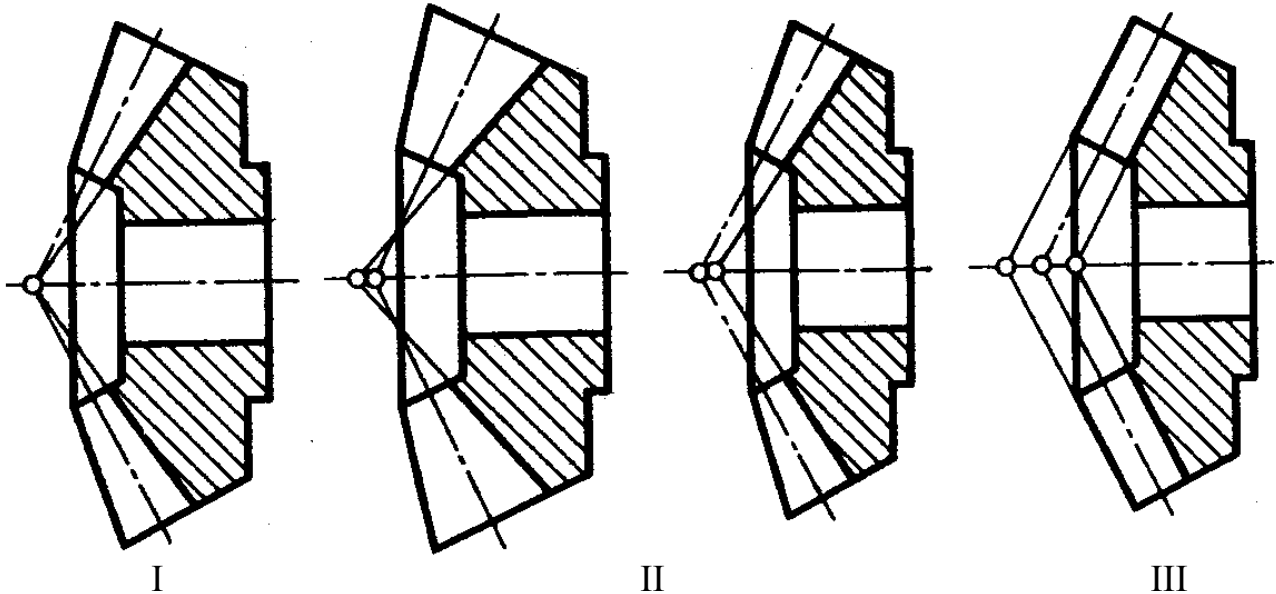


Рис. 3.1 Осьові форми зубців конічних коліс

Форма I – зубці, що пропорційно знижуються. Вершини ділительного конуса та конуса западин співпадають. Цю форму застосовують для виготовлення прямозубих та косозубих передач.

Форма II – зубці, що знижуються (існує двох видів). Вершини ділительного конуса та конуса западин зміщені вздовж осі симетрії передачі. Цю форму застосовують для виготовлення передач з круговими зубцями.

Форма III – рівновисокі зубці. Твірні ділительного конуса та конуса западин паралельні між собою. Цю форму застосовують надзвичайно рідко для виготовлення передач з круговими зубцями.

Недоліком конічних передач є – відносно висока трудомісткість виготовлення, підвищені вимоги до точності монтажу та регулювання під час експлуатації.

3.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість

Проектувальний розрахунок на контактну витривалість зубчастих конічних передач виконується в тому ж порядку, що і проектувальний розрахунок на контактну витривалість зубчастих циліндричних передач.

Спочатку обирається матеріал зубчастих коліс, відповідна термообробка та твердість за шкалою HB або ж HRC. Рекомендується для шестерні та колеса призначати матеріал однієї марки. Термічною обробкою слід забезпечити твердість поверхні шестерні на 20...30 HB або на 3...7 HRC більшу, ніж для колеса. Марки сталей, що використовуються для виготовлення зубчастих передач редукторів загального призначення, та їх деякі характеристики приведені в додатку 3.

За табл. 2.1 визначається межа контактної витривалості матеріалу для шестерні σ_{Hlimb1} та колеса σ_{Hlimb2} .

У відповідності до твердості НВ обраного матеріалу за рис. 2.1 визначають базове число циклів зміни напружень окремо для шестерні N_{HO1} і зубчастого колеса N_{HO2} . Якщо твердість матеріалу вибрана в системі HRC, то спочатку за рис. 2.2 потрібно перевести твердість HRC в твердість НВ.

Загальний прогнозований час роботи механізму під навантаженням, [год]:

$$t = 22 \cdot G \cdot M \cdot P, \quad (3.1)$$

де G – тривалість роботи приводу на добу, [год];

M – кількість робочих місяців у році;

P – кількість років роботи приводу.

Враховуючи загальний час роботи механізму під навантаженням визначається окремий час роботи при дії різних навантажень t_1, t_2, t_3 , [год].

Сумарне (еквівалентне) число циклів зміни напружень теж визначається для шестерні N_{HE1} та колеса N_{HE2} , і залежить від прикладеного навантаження. При змінному ступінчастому навантаженні:

$$N_{HE1} = \left(\frac{K_1 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_1 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_1 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_1 t_3;$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u}, \quad (3.2)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнт зміни навантаження – вибирається за циклограмою;

n_1, n_2 – частота обертання відповідно шестерні та зубчастого колеса, [хв⁻¹];

t_1, t_2, t_3 – час роботи при дії різних навантажень, [год];

u – передаточне число зубчастої передачі, що розраховується.

Коефіцієнт довговічності, що враховує термін роботи і режим навантаження передачі визначається залежно від співвідношення значень N_{HE} і N_{HO} окремо для шестерні та колеса. Якщо $N_{HE} > N_{HO}$, то $K_{HL} = 1$. У іншому випадку:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}; \quad K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}. \quad (3.3)$$

Межа контактної витривалості поверхні зубців шестерні та колеса, [МПа]:

$$\sigma_{Hlim1} = \sigma_{Hlimb1} K_{HL1}; \quad \sigma_{Hlim2} = \sigma_{Hlimb2} K_{HL2}. \quad (3.4)$$

Орієнтовна колова швидкість коліс [м/с]:

$$v = 0,0125 \sqrt[3]{P_1 n_1^2}, \quad (3.5)$$

де P_1 – потужність на валу шестерні, [кВт];

n_1 – частота обертання шестерні, [хв⁻¹].

Відповідно до визначеної колової швидкості обирається ступінь точності передачі (табл. 2.2).

Допустиме напруження на контактну витривалість, при проектному розрахунку визначається окремо для шестерні та колеса, [МПа]:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim1}}}{S_H} Z_R Z_V; \quad [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H \text{ lim2}}}{S_H} Z_R Z_V. \quad (3.6)$$

де Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість сполучених поверхонь зубців. Обирається у відповідності до точності передачі та шорсткості поверхні (табл. 2.3);

Z_V – коефіцієнт, що враховує колову швидкість коліс, обирається за рис. 2.3;

S_H – коефіцієнт безпеки для коліс. Для коліс з однорідною структурою матеріалу (поліпшення, нормалізація, об'ємне гартування) – $S_H = 1,1$, для коліс з поверхневим зміцненням (гартування СВЧ, цементация) – $S_H = 1,2$.

При незначних колових швидкостях зубчастих коліс приймається $Z_R Z_V = 1$.

Для прямозубих конічних передач в подальших розрахунках використовується менше значення з двох визначених $[\sigma_{H1}]$ чи $[\sigma_{H2}]$.

Згідно ГОСТ 19326-73 в більшості випадків рекомендовано використовувати конічну прямозубу передачу із зубцями форми I, кутом між осями коліс $\Sigma = 90^\circ$ та кутом спіралі $\beta_m = 0$.

Для такого типу передачі зовнішній ділительний діаметр шестерні, [мм]:

$$d_{e1} = \sqrt[3]{\frac{4500 T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv} (Z_H Z_M Z_\epsilon)^2}{(1 - \psi_K) \psi_K u [\sigma_H]^2}}, \quad (3.7)$$

де T_1 – крутний момент на валу шестерні, [Н·м];

$K_{H\alpha} = 1$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубцями;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця. Вибирається відповідно до конструктивної схеми редуктора та параметра ψ , що зв'язує передаточне число передачі u з коефіцієнтом ширини вінця ψ_K (додаток 8);

K_{Hv} – коефіцієнт динамічного навантаження вибирається за додатком 6 для ступеню точності на одиницю грубішого від встановленого;

Z_H – коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубців. Для прямозубих конічних передач $Z_H = 1,76$;

Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених зубців. Для сталевих зубчастих коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}^{0,5}$;

Z_ϵ – коефіцієнт, що враховує сумарну довжину ліній контакту зубців;

ψ_K – коефіцієнт ширини вінця. $\psi_K = 0,2 \dots 0,3$. Рекомендовано при передаточному числі ступені $u \leq 3$ приймати більші значення коефіцієнта з вказаного проміжку.

Параметр, що пов'язує передаточне число передачі з коефіцієнтом ширини зубчастого вінця:

$$\psi = \frac{\psi_K u}{2 - \psi_K}. \quad (3.8)$$

З табл. 3.1 за частотою обертання валу вибирають кількість зубців шестерні z_1 . Для уникнення застосування коригованого зачеплення, повинна виконуватися умова $z_1 \geq 17$.

Відповідний коефіцієнт торцевого перекриття ϵ_α обирають за табл. 3.2.

Таблиця 3.1. Орієнтовні значення кількості зубців шестерні z_1

Кількість зубців z_1	17...18	19...21	22...24	25...30
Частота обертання валу $n_1, \text{хв}^{-1}$	<190	190...380	381...570	571...1000

Таблиця 3.2. Орієнтовні значення ϵ_α для конічних прямозубих коліс

Кількість зубців z_1	17	18	19	20-21	22	23-24	25-27	28	29-30
ϵ_α	1,57	1,58	1,59	1,60	1,62	1,64	1,65	1,66	1,68

Коефіцієнт, який враховує сумарну довжину ліній контакту зубців:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}. \quad (3.9)$$

Зовнішній коловий модуль, [мм]:

$$m_{te} = \frac{d_{e1}}{z_1}. \quad (3.10)$$

Отримане значення потрібно округлити до найближчого стандартного значення за табл. 2.6.

Із урахуванням стандартного значення модуля перераховують зовнішній ділительний діаметр шестерні, [мм]:

$$d_{e1} = m_{te} z_1. \quad (3.11)$$

Кількість зубців конічного колеса: $z_2 = z_1 u$, (3.12)

якщо отримано дробове число, його слід привести до найближчого цілого.

Число зубців плоского колеса:

$$z_C = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (3.13)$$

Зовнішня конусна відстань, [мм]:

$$R_e = 0,5 m_{te} z_C. \quad (3.14)$$

Робоча ширина зубчастого вінця, [мм]:

$$b = \psi_K R_e. \quad (3.15)$$

Після цього, перевіряють умову:

$$b \leq 10 m_{te}. \quad (3.16)$$

Якщо умова не виконується потрібно обрати менше значення коефіцієнта ψ_K та уточнити коефіцієнт $K_{H\beta}$.

Та знову визначити зовнішній ділительний діаметр шестерні d_{e1} , зовнішній коловий модуль m_{te} (прийняти його стандартне значення) та визначити зовнішню

конусну відстань R_e . Після чого, визначають робочу ширину вінця b та знову перевіряють умову (3.16).

3.2. Визначення основних параметрів передачі

Середній нормальний модуль зачеплення, [мм]:

$$m_n = m_{te} \left(1 - 0,5 \frac{b}{R_e} \right) \cos \beta_m. \quad (3.17)$$

Зовнішній ділительний діаметр колеса, [мм]:

$$d_{e2} = m_{te} z_2. \quad (3.18)$$

Середній ділительний діаметр шестерні та колеса, відповідно, [мм]:

$$d_{m1} = \frac{m_n z_1}{\cos \beta_m}; \quad d_{m2} = \frac{m_n z_2}{\cos \beta_m}. \quad (3.19)$$

Кут між осями шестерні і колеса:

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \quad (3.20)$$

де δ_1, δ_2 – кути ділительних конусів, відповідно, шестерні і колеса.

$$\delta_1 = \arctg \left(\frac{1}{u} \right). \quad (3.21)$$

За виразом (3.20) визначають δ_2 .

Середня конусна відстань, [мм]:

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (3.22)$$

Середній модуль зачеплення, [мм]:

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b \sin \delta_1}{z_1}. \quad (3.23)$$

Зовнішні діаметри вершин шестерні та колеса, відповідно, [мм]:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_{te} \cos \delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_{te} \cos \delta_2. \quad (3.24)$$

Радіальний зазор, [мм]: $c = 0,2m_{te}$.

$$(3.25)$$

Зовнішня висота зубця, [мм]: $h_e = 2m_{te} + c$.

$$(3.26)$$

Глибина заходу, [мм]: $h_{3e} = 2m_{te}$.

$$(3.27)$$

Зовнішня висота головки зубця шестерні та колеса, відповідно, [мм]:

$$h_{ae1} = m_{te}; \quad h_{ae2} = h_{3e} - h_{ae1}. \quad (3.28)$$

Зовнішня висота ніжки зубця шестерні та колеса, [мм]:

$$h_{fe1} = h_e - h_{ae1}; \quad h_{fe2} = h_e - h_{ae2}. \quad (3.29)$$

Кут ніжки зубця шестерні та колеса:

$$\theta_{f1} = \arctg \left(\frac{h_{fe1}}{R_e} \right); \quad \theta_{f2} = \arctg \left(\frac{h_{fe2}}{R_e} \right). \quad (3.30)$$

3.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині

При перевірці на витривалість зубців на згин повинна виконуватися умова:

$$\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]; \quad \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]. \quad (3.31)$$

Розрахункова питома колова сила, [Н/мм]:

$$W_{Ft} = \frac{2000T_1}{d_{m1}b} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (3.32)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу ступені, [Н·м];

$K_{F\alpha} = 1$ – коефіцієнт розподілу навантаження між зубцями;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця. Вибирається відповідно до конструктивної схеми редуктора та параметра ψ , (додаток 8);

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження (додаток 6).

Еквівалентна кількість зубців для шестерні та колеса, відповідно:

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}; \quad z_{E2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta}. \quad (3.33)$$

З табл. 3.3 визначають коефіцієнти форми зубця шестерні Y_{F1} та колеса Y_{F2} .

Таблиця 3.3. Значення коефіцієнта Y_F для конічних коліс без зміщення *

z	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70	3,66	3,65	3,62	3,6	3,6	3,6

*Для знаходження коефіцієнта при проміжному значенні z, використовують інтерполяцію.

Коефіцієнт нахилу зубців для прямозубих коліс $Y_\beta = 1$.

Робоче значення напруження зубців на вигин визначається для шестерні та колеса, [МПа]:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m_n}; \quad \sigma_{F2} = Y_{F2} Y_\beta \frac{W_{Ft}}{m_n}. \quad (3.34)$$

Межа витривалості зубців на вигин для шестерні $\sigma_{F \text{ lim} b1}^0$ та колеса $\sigma_{F \text{ lim} b2}^0$ визначається за додатком 7 в залежності від марки сталі та термообробки.

Еквівалентне число циклів зміни напружень:

$$N_{FE1} = \left(\frac{K_1 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_1 t_3;$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u}, \quad (3.35)$$

тут значення всіх величин приймаються такими ж, як у формулах (3.2).

Коефіцієнт довговічності, що враховує витривалість зубців на згин:

$$K_{FL1} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}}; \quad K_{FL2} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}}, \quad (3.36)$$

де m_F – показник степеня кривої витривалості при згині. Якщо твердість сталі $HВ \leq 350$, то $m_F = 6$, у іншому разі $m_F = 9$;

$N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ – базове число циклів зміни напружень для всіх сталей.

Якщо $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL} = 1$.

Допустиме напруження на вигин, відповідно, для шестерні і колеса, [МПа]:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b1}^0 K_{FC} K_{FL} Y_S Y_R}{S_F}; \quad [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b2}^0 K_{FC} K_{FL} Y_S Y_R}{S_F}. \quad (3.37)$$

де K_{FC} – коефіцієнт, що враховує характер прикладання навантаження (табл. 2.7);

Y_S – коефіцієнт, що враховує чутливість матеріалу в залежності від модуля зачеплення (табл. 2.8);

$Y_R = 1$ – коефіцієнт, що враховує шорсткість перехідної поверхні зубця;

S_F – коефіцієнт безпеки, що враховує спосіб виготовлення заготовки.

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S_F' S_F'', \quad (3.38)$$

де S_F' – коефіцієнт, що враховує нестабільність параметрів матеріалу (додаток 7);

S_F'' – коефіцієнт, що враховує спосіб виготовлення заготовки (табл. 2.9).

За результатами отриманими у формулах (3.34) та (3.37) виконують перевірку (3.31) окремо для шестерні та колеса. Якщо для виготовлення шестерні і колеса застосовується однаковий матеріал, то перевірку за умовою (3.31) виконують лише для шестерні, оскільки вона є більш навантаженою.

У випадку, якщо умова (3.31) не виконується, то для виготовлення зубчастих коліс призначають матеріал з більшою твердістю.

Після проведення розрахунків виконують креслення зубчастої конічної передачі (рис. 3.2).

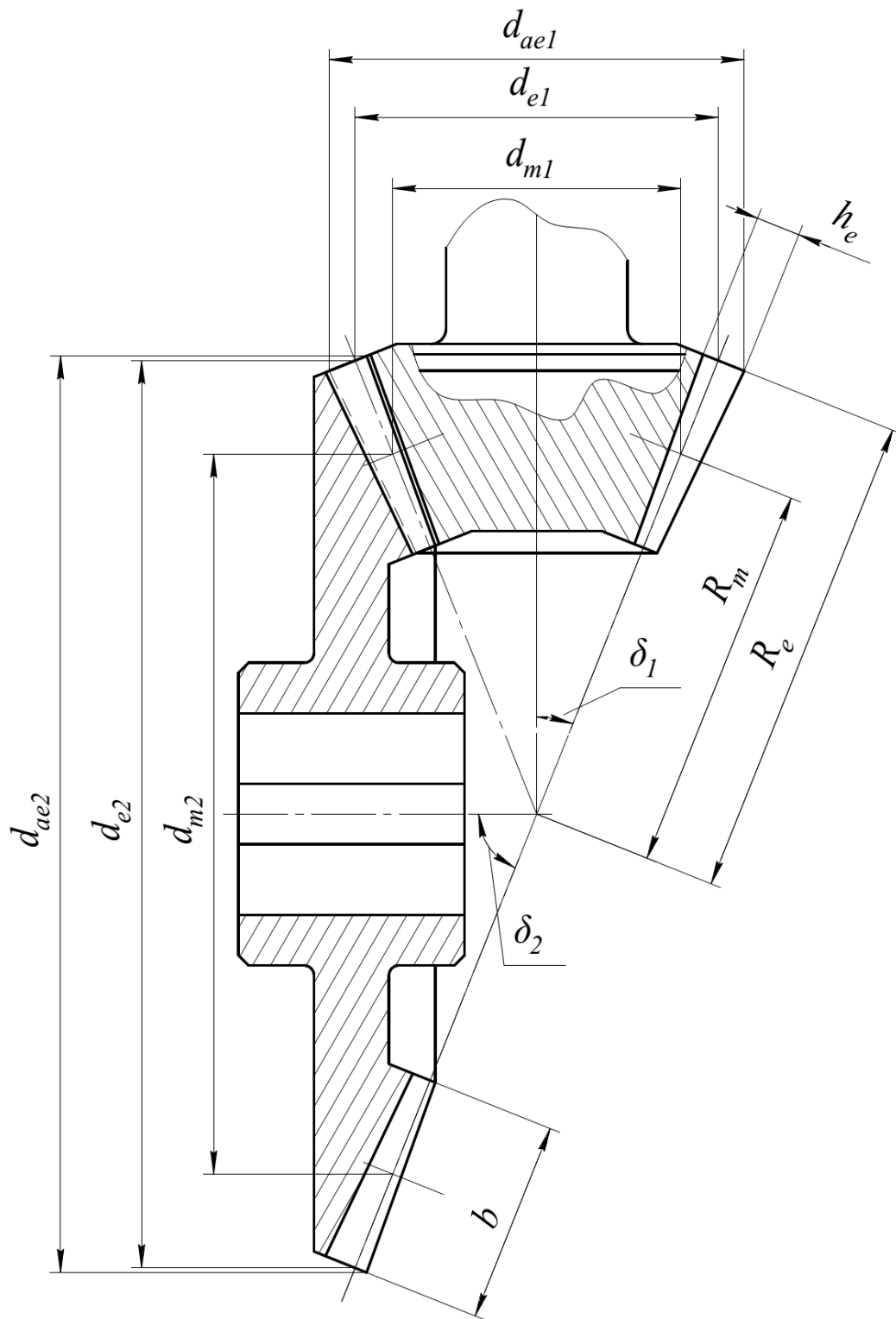


Рис. 3.2. Ескіз зубчастої конічної передачі

4. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНИХ ПЕРЕДАЧ

4.1. Проектувальний розрахунок на контактну витривалість

Найбільш поширеними закритими черв'ячними передачами є передачі з евольвентним черв'яком, що мають позначення Z1. Передачі з архімедовим черв'яком позначають ZA, вони мають більш низький ККД, тому в наш час застосовуються лише в приводах з потужністю до 1 кВт.

Для уникнення підризання зубців черв'ячного колеса та небезпечного зменшення товщини витка слід уникати застосування коригованого зачеплення.

Вибір матеріалу черв'яка та черв'ячного колеса залежить від потужності та режиму роботи приводу, а також швидкості ковзання в передачі.

Загальний прогнозований час роботи механізму під навантаженням, [год]:

$$t = 22 \cdot \Gamma \cdot M \cdot P, \quad (4.1)$$

де Γ – тривалість роботи приводу на добу, [год];

M – кількість робочих місяців у році;

P – кількість років роботи приводу.

Враховуючи загальний час роботи механізму під навантаженням визначається окремий час роботи при дії різних навантажень t_1, t_2, t_3 , [год].

Орієнтовна швидкість ковзання, [м/с]:

$$v_C = 0,00045 n_1 \sqrt[3]{T_2}, \quad (4.2)$$

де n_1 – частота обертання черв'яка, [хв⁻¹];

T_2 – крутний момент на валу черв'ячного колеса, [Н·м].

За отриманою швидкістю ковзання з додатку 9 обирають матеріал черв'яка та вінця черв'ячного колеса. Після цього, за табл. 4.1 визначають ступінь точності передачі та термообробку черв'яка.

Таблиця 4.1. Ступінь точності черв'ячних передач

Ступінь точності	Швидкість ковзання v_C , м/с	Обробка черв'яка
6	>9	Гартування і цементация. Полірування. HRC >45
7	$5 < v_C \leq 9$	Гартування. Шліфування. HRC <45
8	$2 < v_C \leq 5$	Нормалізація, поліпшення. Нешліфований. HB ≤ 350 або HRC <45
9	≤ 2	Нормалізація, поліпшення. Нешліфований. HB ≤ 350

В залежності від групи комбінації матеріалів (додаток 9) по різному визначається допустиме контактне напруження зубців черв'ячного колеса.

Група I. Для черв'ячного колеса визначають сумарне (еквівалентне) число циклів зміни напружень:

$$N_{HE} = \left(\frac{K_1 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_2 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_2 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M} \right)^3 \cdot 60 \cdot n_2 t_3, \quad (4.3)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнт зміни навантаження – вибирається за циклограмою;

n_2 – частота обертання черв'ячного колеса, [хв⁻¹];

t_1, t_2, t_3 – час роботи при дії різних навантажень, [год].

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (4.4)$$

Коефіцієнт інтенсивності зношування матеріалу колеса:

$$C_v = \frac{1,66}{v_C^{0,352}} \quad (4.5)$$

Допустиме контактне напруження зубців черв'ячного колеса, [МПа]:

$$[\sigma_H] = k\sigma_B K_{HL} C_v, \quad (4.6)$$

де k – коефіцієнт, що враховує твердість черв'яка. $k=0,9$ – при твердості черв'яка $HRC \geq 45$; $k=0,8$ – при твердості черв'яка $HRC < 45$; $k=0,75$ – при твердості черв'яка $HB \leq 350$;

σ_B – тимчасовий опір розриву матеріалу вінця черв'ячного колеса, [МПа]. Вибирається з додатку 9 у відповідності до матеріалу та способу відливання.

Група II. Допустиме контактне напруження зубців черв'ячного колеса, [МПа]:

$$[\sigma_H] = k\sigma_B - 25v_C. \quad (4.7)$$

Група III. Допустиме контактне напруження зубців черв'ячного колеса, [МПа]:

$$[\sigma_H] = 175 - 35v_C. \quad (4.8)$$

Кількість витків черв'яка визначають в залежності від передаточного числа ступені u за табл. 4.2. Номінальні значення передаточного числа черв'ячних передач за ДСТУ 2458-94 приведені в табл. 4.3

Таблиця 4.2. Кількість заходів черв'яка

u	>30	$14 < u \leq 30$	$8 < u \leq 14$
z_1	1	2	4

Табл. 4.3. Стандартні передаточні числа черв'ячної передачі

1 ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100
2 ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	90	-

Коефіцієнт концентрації навантаження по ширині вінця:

$$K_{H\beta} = 0,5(K_{H\beta}^0 + 1), \quad (4.9)$$

де $K_{H\beta}^0$ – початковий коефіцієнт концентрації навантаження. Знаходиться за рис. 4.1, залежно від передаточного числа ступені u та кількості заходів черв'яка z_1 .

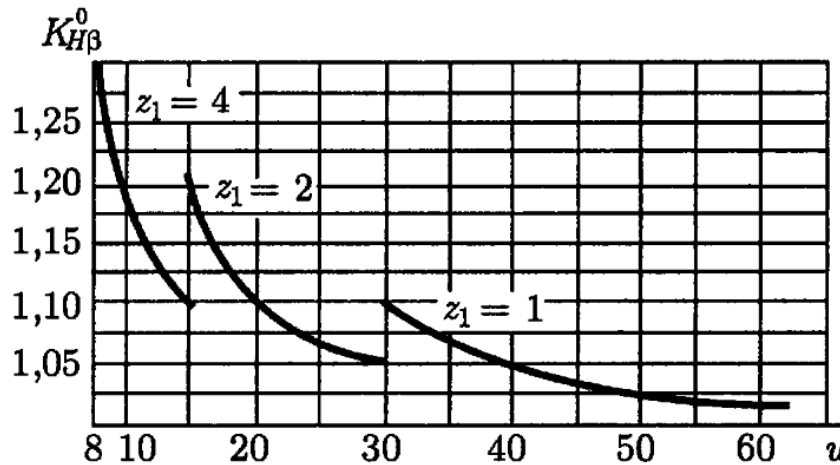


Рис. 4.1. Початковий коефіцієнт концентрації навантаження $K_{H\beta}^0$

Міжосьова відстань черв'ячної передачі з черв'яком виду Z1 визначається з умови контактної витривалості за формулою, [мм]:

$$a_w \geq K_a \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2}}, \quad (4.10)$$

де K_a – коефіцієнт, що враховує профіль черв'яка. $K_a = 610$ – для евольвентних, архімедових та конволютних черв'яків.

Знайдене значення міжосьової відстані a_w округлюється до більшого стандартного з табл. 2.5.

4.2. Визначення основних параметрів передачі

Кількість зубців черв'ячного колеса:

$$z_2 = z_1 u, \quad (4.11)$$

де u – передаточне число ступені.

Модуль зачеплення, [мм]:

$$m = 1,4 \frac{a_w}{z_2} \dots 1,7 \frac{a_w}{z_2}. \quad (4.12)$$

З цього інтервалу обирається стандартне значення модуля m за ГОСТ 19672-74 (табл. 4.4).

Таблиця 4.4. Стандартні значення модуля черв'ячних передач, [мм]

1 ряд	1,0	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	20	25
2 ряд	–	1,5	–	–	3	3,5	–	6	7	–	12	–	–	–	–

Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q \geq \frac{2a_w}{m} - z_2. \quad (4.13)$$

Знайдене значення приводиться до більшого стандартного за ГОСТ 19672-74 (табл. 4.5).

Таблиця 4.5. Коефіцієнти діаметра черв'яка

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

Уточнення міжосьової відстані, [мм]:

$$a_w = \frac{m(z_2 + q)}{2}. \quad (4.14)$$

Ділильний діаметр черв'яка, [мм]:

$$d_1 = mq. \quad (4.15)$$

Ділильний діаметр колеса, [мм]:

$$d_2 = mz_2. \quad (4.16)$$

Кут підйому гвинтової лінії черв'яка:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right). \quad (4.17)$$

Діаметри кіл вершин черв'яка та черв'ячного колеса, відповідно, [мм]:

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m. \quad (4.18)$$

Діаметри кіл западин черв'яка та черв'ячного колеса, відповідно, [мм]:

$$d_{f1} = d_1 - 2(1 + c^*)m; \quad d_{f2} = d_2 - 2(1 + c^*)m, \quad (4.19)$$

де $c^* = 0,2$ – коефіцієнт радіального зазору між поверхнями впадин черв'яка та колеса.

Найбільший діаметр черв'ячного колеса, [мм]:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}. \quad (4.20)$$

Крок гвинтової лінії черв'яка по ділильному колу, [мм]:

$$p = \pi m. \quad (4.21)$$

Довжина нарізної частини черв'яка [мм] визначається в залежності від кількості заходів черв'яка.

При $z_1 = 1$ або $z_1 = 2$:

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m. \quad (4.22)$$

При $z_1 = 4$:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m. \quad (4.23)$$

Після цього слід значення b_1 збільшити таким чином, щоб

$$\frac{b_1}{p} = \psi, \quad (4.24)$$

де ψ – будь-яке ціле число.

Ширина вінця черв'ячного колеса [мм] визначається в залежності від кількості заходів черв'яка.

Якщо $z_1 = 1$ або ж $z_1 = 2$:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1}. \quad (4.25)$$

Якщо $z_1 = 4$:

$$b_2 \leq 0,67d_{a1}. \quad (4.26)$$

Знайдене значення ширини вінця черв'ячного колеса b_2 зменшують до найближчого зі стандартного ряду (додаток 5).

Умовний кут обхвату черв'яка вінцем черв'ячного колеса:

$$\delta = \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}. \quad (4.27)$$

4.3. Перевірний розрахунок на витривалість при згині

Перевірний розрахунок на витривалість при згині виконується лише для зубців черв'ячного колеса.

При перевірці на витривалість при згині для зубців черв'ячного колеса повинна виконуватися умова:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]. \quad (4.28)$$

Сумарне число циклів зміни навантажень:

$$N_{FE} = \left(\frac{K_1 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_2 t_1 + \left(\frac{K_2 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_2 t_2 + \left(\frac{K_3 M}{M} \right)^6 \cdot 60 \cdot n_2 t_3, \quad (4.29)$$

де K_1, K_2, K_3 – коефіцієнт зміни навантаження – вибирається за циклограмою;

n_2 – частота обертання черв'ячного колеса, $[\text{хв}^{-1}]$;

t_1, t_2, t_3 – час роботи при дії різних навантажень, $[\text{год}]$.

Залежно від значення N_{FE} приймають коефіцієнт довговічності K_{FL} .

Якщо $N_{FE} \leq 10^6$, то $K_{FL} = 1$; якщо $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то $K_{FL} = 0,54$. Для коліс з чавуну $K_{FL} = 1$. У всіх інших випадках:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad (4.30)$$

де N_{FO} – базове число циклів зміни напружень. Приймається сталим для черв'ячної передачі $N_{FO} = 10^6$.

Допустиме напруження згину для зубців колеса, $[\text{МПа}]$:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 K_{FL}, \quad (4.31)$$

де $[\sigma_F]_0$ – допустиме напруження при розрахунковій довговічності $N_{FO} = 10^6$. Визначається з додатку 10 в залежності від твердості черв'яка та можливості реверсування передач.

Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_E = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (4.32)$$

За еквівалентним числом зубців черв'ячного колеса з табл. 4.6 визначають коефіцієнт форми зубця черв'ячного колеса Y_F .

Таблиця 4.6. Коефіцієнти форми зубця черв'ячного колеса Y_F *

z_E	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80
Y_F	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34

*Для знаходження значення Y_F при проміжному значенні z_E , використовують інтерполяцію.

Робоче значення напруження зубців колеса на вигин, [МПа]:

$$\sigma_F = \frac{2000T_2 \cos \gamma}{1,3d_2 d_1 m} Y_F K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (4.33)$$

де $K_{F\beta} = K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині зубця;
 $K_{Fv} = K_{Hv}$ – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, що виникає в зачепленні.

Коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження

$$K_{Hv} = 0,3 + 0,1n + 0,02v_c, \quad (4.34)$$

де n – порядковий номер ступеню точності, що визначений раніше за табл. 4.1.

За результатами отриманими у формулах (4.31) та (4.33) виконують перевірку зубців черв'ячного колеса на вигин за умовою (4.28).

У випадку, якщо вказана умова не виконується, то збільшують міжосьову відстань передачі.

4.4. Тепловий розрахунок передачі

Оскільки черв'ячні передачі мають досить низький ККД, то тепловий розрахунок для них має важливе значення.

Температура нагріву масла в корпусі редуктора при усталеному тепловому режимі без штучного охолодження, [$^{\circ}\text{C}$]:

$$t_{роб} = \frac{1000P_1(1-\eta)}{1,3K_T A} + 20^{\circ} \leq [t_{роб}], \quad (4.35)$$

де P_1 – потужність на валу черв'яка, [кВт];

η – ККД черв'ячної передачі;

$K_T = 18 \left[\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ } ^{\circ}\text{C}) \right]$ – коефіцієнт тепловіддачі при природному охолодженні;

A – площа поверхні охолодження корпуса редуктора, [м^2]. Орієнтовно визначається залежно від міжосьової відстані передачі за табл. 4.7. У випадку встановлення черв'ячної передачі в двоступеневому редукторі, знайдене значення площі A слід прийняти більшим у 1,4...1,7 рази;

$[t_{роб}] = 95...110^{\circ}\text{C}$ – робоча температура масла в корпусі редуктора.

Таблиця 4.7. Площа поверхні охолодження

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
A , мм	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53	0,65	0,78	0,95	1,14	1,34

У випадку, якщо умова (4.35) не виконується – на валу черв'яка слід конструктивно передбачити крильчатку для перемішування масла в редукторі. Також на корпусі потрібно виконати ребра охолодження, а в деяких випадках – передбачити систему штучної вентиляції.

Після проведення розрахунків виконують креслення черв'ячної передачі (рис. 4.2).

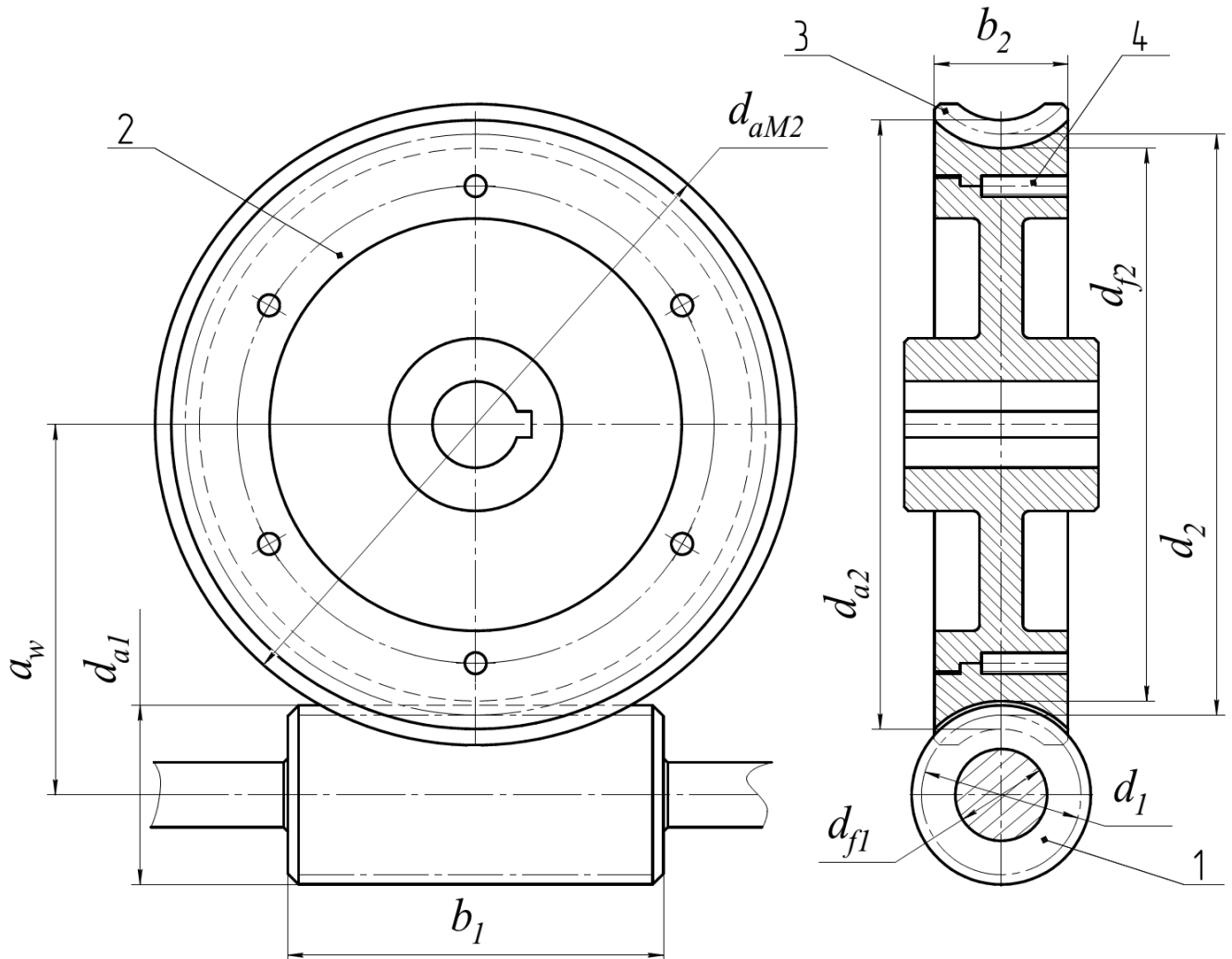


Рис. 4.2. Ескіз черв'ячної передачі:
1. черв'як; 2. черв'ячне колесо; 3. вінець черв'ячного колеса;
4. штифти

5. РОЗРАХУНОК ПЛОСКОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Завдяки підвищеній гнучкості паса плоскостасові передачі характеризуються високою плавністю роботи, довговічністю та ККД, порівняно з іншими видами пасових передач.

Для плоскостасових передач застосовують такі способи натягування пасу:

– натягування пасу за рахунок його пружності – пересування опор одного з шківів або встановлення одного з шківів на шарнірному стояку;

– автоматичне натягування або ж застосування притискного ролика (шківа).

На початку розрахунку плоско пасових передач визначають орієнтовний діаметр ведучого (меншого) шківа. На основі визначеного діаметру, режиму роботи і стану навколишнього середовища підбирають пас.

Орієнтовний діаметр ведучого (меншого) шківа визначають за формулою М. А. Саверина, [мм]:

$$d_1 = 1100 \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}}, \quad (5.1)$$

де P_1 – потужність на ведучому валу пасової передачі, [кВт];

n_1 – частота обертання ведучого валу пасової передачі, [хв⁻¹].

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного із ряду, [мм]: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900.

Діаметр веденого (більшого) шківа, [мм]:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (5.2)$$

де u – передаточне число передачі;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт ковзання матеріалу паса по шківах.

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного із наведеного ряду.

Після приведення діаметрів шківів до стандартних значень уточнюють передаточне число передачі:

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (5.3)$$

Визначають допустиме відхилення знайденого передаточного числа від встановленого:

$$\Delta u = \left| \frac{(u_\phi - u)}{u} \right| 100\% \leq [5\%]. \quad (5.4)$$

Якщо умова не виконується, то коригують діаметри шківів або передаточні числа всіх ступеней приводу.

Мінімальна міжосьова відстань, [мм]:

$$a_{\min} \geq 2(d_1 + d_2). \quad (5.5)$$

Крім того, в приводі слід забезпечити технічну можливість збільшення міжосьової відстані – для підтягування паса, який в процесі роботи витягується.

Розрахункова довжина паса, [мм]:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (5.6)$$

Розрахункову довжину паса слід збільшити приблизно на 7%, [мм]:

$$L_3 = L_p + 0,07L_p. \quad (5.7)$$

Це потрібно, щоб можна було з'єднати обидва кінці паса між собою.

Після чого знайдену довжину збільшують до більшого стандартного значення за ГОСТ 23831-79 L , [мм]: 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 3750, 4000, 4250, 4500, 4750, 5000, 5300, 5600, 6000.

Лінійна швидкість паса, [м/с]:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}. \quad (5.8)$$

Кількість пробігів паса, [c^{-1}]:

$$v = \frac{v}{0,001L} < [v] = 5c^{-1}. \quad (5.9)$$

Кількість пробігів паса за одну секунду не повинно перевищувати допустимого значення. Це потрібно з метою забезпечення довговічності паса.

Якщо умова (5.9) не виконується, то розрахункову довжину паса визначають з умови, [мм]: $L = v/[v]$, (5.10)

і знову визначають загальну довжину паса з припусками на з'єднання кінців (5.7) та приводять до стандартного значення з ряду.

З урахуванням прийнятої довжини паса уточнюють міжосьову відстань, [мм]:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (5.11)$$

Кут обхвату меншого шківів:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a} > [\alpha_1^\circ], \quad (5.12)$$

де $[\alpha_1^\circ] = 150^\circ$ – мінімально-допустимий кут обхвату для плоскостасових передач.

Якщо умова (5.12) не виконується слід збільшити міжосьову відстань.

Колове зусилля, [Н]:

$$F_t = \frac{1000P_1}{v}. \quad (5.13)$$

Паси для плоскостасових передач випускають трьох типів:

А – нарізні, з гумовими прошарками між всіма прокладками, з водостійкими кромками;

Б – з пошарово обгорнутими прокладками, бувають з гумовими прошарками та без них;

В – спіральні обгорнуті прокладки без гумових прошарків.

В якості прокладок використовують синтетичні тканини – БКНЛ-65 і БКНЛ-65-2 за ГОСТ 23831-79, та бавовняно-паперові – Б-800 і Б-820.

Паси типів А, Б більш популярні, тому що наявність гумових прошарків збільшує гнучкість пасів.

За діаметром меншого шківів d_1 призначають тип паса, його товщину δ , кількість прокладок i та їх матеріал (додаток 11).

Допустиме робоче навантаження на 1 мм ширини прокладки паса, [Н/мм]:

$$[p] = p_0 C_0 C_\alpha C_P C_v, \quad (5.14)$$

де p_0 – максимально-допустиме навантаження на одну прокладку шириною 1 мм. Для прокладок з тканин Б-800 і БКНЛ-65 – $p_0 = 3H / \text{мм}$, для прокладок з тканин Б-820 і БКНЛ-65-2 – $p_0 = 4H / \text{мм}$;

C_0 – коефіцієнт, що враховує спосіб натягування паса та кут нахилу передачі до горизонту (табл. 5.1);

C_α – коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату меншого шківів α_1° (табл. 5.2);

C_P – коефіцієнт режиму роботи (табл. 5.3);

C_v – коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил (табл. 5.4).

Таблиця 5.1. Коефіцієнт, що враховує спосіб натягування паса та кут нахилу до горизонту

Спосіб натягування паса	C_0 при куті нахилу:		
	0...60°	60...80°	80...90°
Натяг за рахунок пружності паса	1,0	0,9	0,8
Автоматичний натяг або натяжний ролик	1,0		

Таблиця 5.2. Коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату меншого шківів*

α_1°	140	150	160	170	180	190	200	210	220
C_α	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2

*Для знаходження значення C_α при проміжному значенні α_1° , використовують інтерполяцію.

Таблиця 5.3. Коефіцієнт режиму роботи

Група машин	Група двигунів					
	А			Б		
	Кількість змін роботи					
	1	2	3	1	2	3
I	1	0,87	0,92	0,84	0,73	0,6
II	0,92	0,8	0,84	0,78	0,68	0,56
III	0,84	0,73	0,78	0,71	0,62	0,51
IV	0,78	0,68	0,71	0,61	0,53	0,44

Групи двигунів:

А – електричний однофазний, трифазний з пусковим автотрансформатором, багаточиліндровий ДВЗ;

Б – електричний змінного струму, короткозамкнений з прямим пуском, одноциліндровий ДВЗ.

Групи машин:

I – електрогенератори, насоси, компресори, верстати, стрічкові конвеєри, віялки, сепаратори;

II – електрогенератори, насоси, компресори, верстати, ланцюгові конвеєри, елеватори, дискові пилки для дерева;

III – великі компресори, гвинтові та скребкові конвеєри, лебідки, елеватори, пилки для дерева;

IV – підйомники, преси, молоти, млини, дробарки, пилорами.

Потрібна ширина паса, [мм]:

$$b \geq \frac{F_t}{i[p]}, \quad (5.15)$$

де i – кількість прокладок в пасі, що визначені раніше з додатку 11.

Таблиця 5.4. Коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил*

Швидкість паса v , м/с	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

*Для знаходження значення C_v при проміжному значенні v , використовують інтерполяцію.

Визначену ширину паса приводять до більшого стандартного значення за ГОСТ 23831-79, [мм]: 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250. Розміри вказані в дужках використовувати небажано.

Зусилля в кожній вітці передачі від попереднього натягу паса, [Н]:

$$S_0 = i b s_0, \quad (5.16)$$

де s_0 – питоме зусилля попереднього натягу, [Н/мм] (табл. 5.5).

Таблиця 5.5. Питоме зусилля попереднього натягу

Спосіб натягування паса	s_0
Натяг за рахунок пружності паса. Кут нахилу до горизонту $\geq 60^\circ$	2,0
Натяг за рахунок пружності паса. Кут нахилу до горизонту $< 60^\circ$	2,25
Автоматичний натяг або натяжний ролик	2,5

Тиск паса на вали передачі при автоматичному натягові або за допомогою притискного ролика, [Н]:

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1^\circ}{2}. \quad (5.17)$$

Тиск паса на вали передачі з натягом паса за рахунок його пружності, [Н]:

$$Q = 3S_0 \sin \frac{\alpha_1^\circ}{2}. \quad (5.18)$$

Діаметр натяжного ролика, [мм]:

$$d_0 \geq 1,5d_{\min}, \quad (5.19)$$

де d_{\min} – мінімально допустимий діаметр шківів для даного перерізу паса, [мм].

Якщо натяг паса здійснюють притискним роликом, то сам ролик встановлюють на збігаючій (веденій) вітці паса поряд з ведучим шківом передачі. Мінімальна відстань від центру ведучого шківів до центру притискного ролика, [мм]:

$$A \geq d_0 + d_1. \quad (5.20)$$

При коловій швидкості:

– до 30 м/с шківів передачі виготовляють з чавунів: СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20;

- до 45 м/с відливають зі сталі: 20Л, 25Л, 30Л;
- більше 45 м/с відливають з алюмінієвих сплавів АЛ-3, АЛ-5 або зварюють зі сталюого прокату.

Ширина обода шківів B приймається за шириною паса з додатку 12.

Робоча поверхня обода виконується випуклою, щоб уникнути зісковзування паса зі шківів. Величини стріли випуклості приведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6. Значення стріли випуклості

Діаметр шківів d , мм	40...112	125...140	160...180	200...224	250...280	315...355
Стріла випуклості h , мм	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0

Діаметр маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$d_{CT} = (1,5...1,6)d_{Ш} + 10, \quad (5.21)$$

де $d_{Ш}$ – діаметр шийки валу у місці встановлення шківів, [мм]. Визначається при проектуванні валу.

Довжина маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$l_{CT} = (1,2...1,5)d_{Ш}. \quad (5.22)$$

Товщина обода шківів, [мм]:

$$\delta = (0,016...0,02)(d + 2B). \quad (5.23)$$

За конструкцією шківів для плоскостасових передач бувають: монолітні, дискові, зі шплицями. Шківів дискові та зі шплицями виготовляють при умові:

$$(d - 2\delta) / d_{CT} \geq 2. \quad (5.24)$$

Товщина диска шківів, [мм]:

$$c = (1,2...1,3)\delta. \quad (5.25)$$

Після проведення розрахунків виконують креслення шківів та всієї передачі (рис. 5.1).

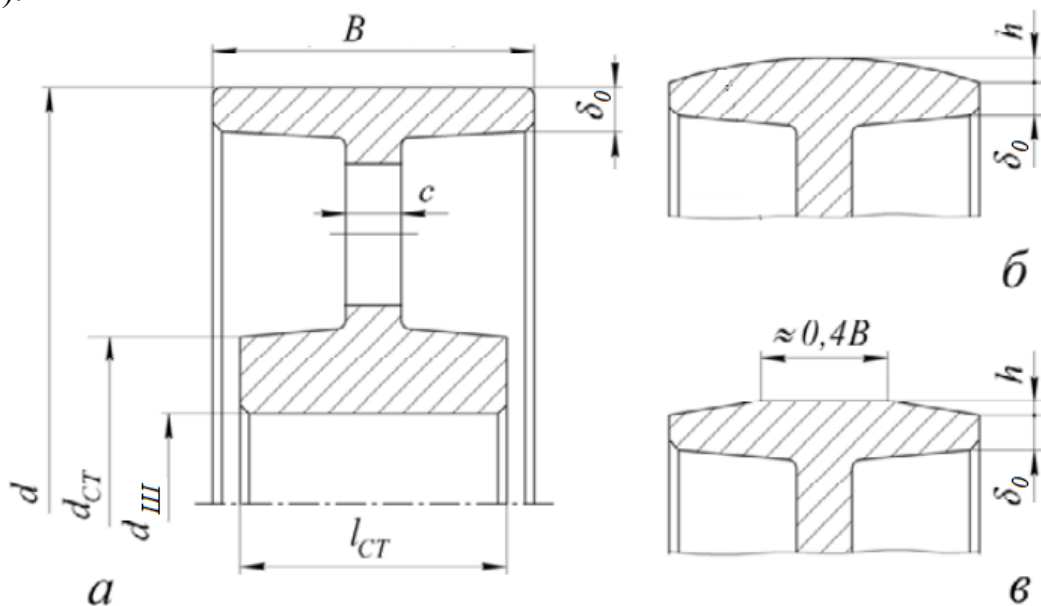


Рис. 5.1. Ескізи шківів плоскостасової передачі:
а. циліндричний; б. випуклий; в. циліндричний з подвійною конусністю

6. РОЗРАХУНОК КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Клинова форма паса з боковими робочими поверхнями забезпечує збільшення тягової здатності паса за рахунок збільшення тертя. Застосування клинопасової передачі порівняно з плоскопасовою дозволяє зменшити натяг паса та навантаження на вали та опори, а також зменшити міжосьову відстань.

Клинові паси випускаються безкінечними відразу готовими до застосування.

Для клинопасових передач застосовують такі способи натягування пасу:

- натягування пасу за рахунок його пружності – пересування опор одного з шківів або встановлення одного з шківів на шарнірному стояку;
- автоматичне натягування або ж застосування натяжного ролика (шківа) – притискного чи віджимного.

За крутним моментом на ведучому валу пасової передачі T_1 , [Н·м] з додатку 13 обирають тип паса та виписують розміри його перерізу (рис. 6.1). Паси типу 0 застосовують в малопотужних приводах.

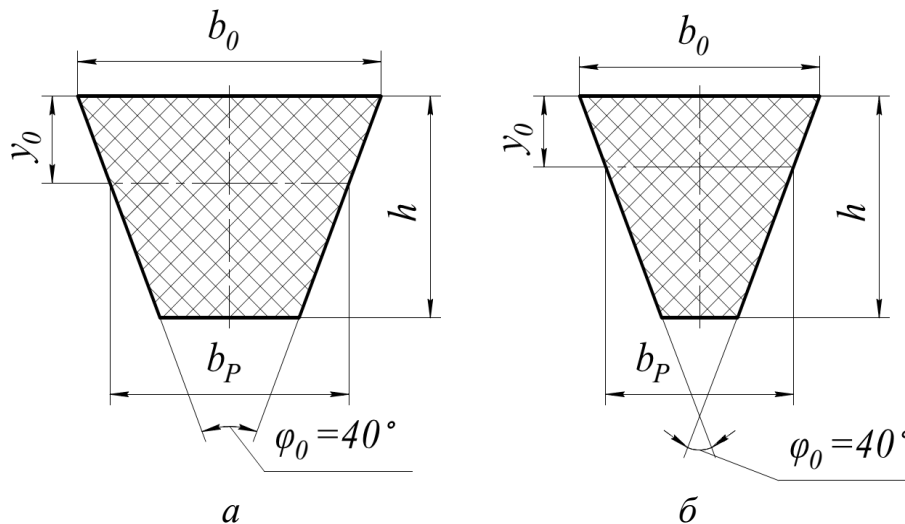


Рис. 6.1. Схема перерізу клинових пасів:
а. нормальний; б. вузький

За вибраним типом паса з додатку 13 вибирають мінімальний діаметр ведучого шківа d_{\min} , [мм]. Якщо немає жорстких вимог до габаритів приводу, то для ведучого шківа d_1 , [мм] рекомендується приймати діаметр на 1-2 порядки більший від мінімального із ряду: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900. Це дозволить суттєво збільшити довговічність роботи паса.

Діаметр веденого (більшого) шківа, [мм]:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (6.1)$$

де u – передаточне число передачі;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт ковзання матеріалу паса по шківах.

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного з наведеного ряду.

Після приведення діаметра веденого шківів до стандартного значення уточнюють передаточне число передачі:

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}. \quad (6.2)$$

Визначають допустиме відхилення знайденого передаточного числа від встановленого:

$$\Delta u = \left| \frac{(u_{\phi} - u)}{u} \right| 100\% \leq [5\%]. \quad (6.3)$$

Якщо умова не виконується, то коригують діаметри шківів або передаточні числа всіх ступеней приводу.

Лінійна швидкість паса, [м/с]:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}. \quad (6.4)$$

Частота обертання веденого валу, [xv^{-1}]:

$$n_2 = \frac{d_1 n_1 (1-\varepsilon)}{d_2}. \quad (6.5)$$

Міжосьова відстань визначається згідно рекомендацій з табл. 6.1, [мм].

Таблиця 6.1. Міжосьові відстані клинопасових передач*

u	1	2	3	4	5	6
a/d_2	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

*Для знаходження значення a/d_2 при проміжному значенні u , використовують інтерполяцію.

Розрахункова довжина паса, [мм]:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (6.6)$$

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного значення L , [мм] за ГОСТ 1284.2-89 (додаток 14).

З урахуванням обраної довжини паса уточнюють міжосьову відстань, [мм]:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (6.7)$$

В приводі потрібно забезпечити технічну можливість зменшення міжосьової відстані передачі, щоб встановлювати та одягати паси.

Мінімальна міжосьова відстань, [мм]:

$$a_{\min} = a - 0,01L. \quad (6.8)$$

Максимальна міжосьова відстань передачі визначається, якщо паси підтягують за рахунок їх пружності – пересуванням опор одного з шківів або встановленням одного з шківів на шарнірному стояку.

Максимальна міжосьова відстань, [мм]:

$$a_{\max} = a + 0,025L. \quad (6.9)$$

Кут обхвату меншого шківа:

$$\alpha_1^\circ = 180^\circ - 60^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a} > [\alpha_1^\circ] = 110^\circ, \quad (6.10)$$

де $[\alpha_1^\circ] = 110^\circ$ – мінімально-допустимий кут обхвату для клинопасових передач.

Якщо умова (6.10) не виконується слід збільшити міжосьову відстань.

Нульова довжина паса L_0 , [мм] для кожного типу визначається з додатку 15.

Визначають співвідношення реальної довжини паса до нульової довжини:

$$\frac{L}{L_0}. \quad (6.11)$$

За цим співвідношенням з табл. 6.2 визначають коефіцієнт довжини паса C_L , що показує як довжина паса впливає на його довговічність.

З додатку 15 за маркою паса, діаметром ведучого шківа d_1 та лінійною швидкістю паса визначають потужність, що передається одним пасом P_0 , [кВт].

За табл. 6.3 визначають коефіцієнт кута обхвату C_α .

З додатку 16 за типом паса визначають поправку до крутного моменту ΔT , [Н·м] при передаточному числі u .

Таблиця 6.2. Коефіцієнт довжини паса*

Тип паса	Значення C_L при L/L_0						
	0,5	0,66	0,8	1	1,2	1,4	1,6
Клиновий нормальний	0,86	0,89	0,95	1	1,04	1,07	1,1
Клиновий вузький, поліклиновий	0,89	0,91	0,96	1	1,03	1,06	1,08

*Для знаходження значення C_L при проміжному значенні $\frac{L}{L_0}$, використовують інтерполяцію.

Таблиця 6.3. Коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату меншого шківа*

α_1°	100	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,74	0,79	0,83	0,86	0,89	0,92	0,95	0,98	1

*Для знаходження значення C_α при проміжному значенні α_1° , використовують інтерполяцію.

Поправка до потужності, що враховує зменшення впливу згинів паса веденим шківом на його довговічність при збільшенні передаточного числа, [кВт]:

$$\Delta P = 0,0001 \Delta T \cdot n_1. \quad (6.12)$$

Коефіцієнт режиму роботи C_P при вказаному навантаженні та двигуні визначається за табл. 5.3.

Допустима потужність, що може передаватися одним пасом, [кВт]:

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P) C_P. \quad (6.13)$$

Розрахункова кількість пасів:

$$z = \frac{P_1}{[P]}, \quad (6.14)$$

де P_1 – потужність на ведучому валу передачі, [кВт].

З урахуванням того, що навантаження між пасами розподіляється нерівномірно, то дійсне число пасів у передачі визначається:

$$z' = \frac{z}{C_z} \leq [z'], \quad (6.15)$$

де C_z – коефіцієнт кількості пасів, визначається з табл. 6.4;

$[z'] = 6 \dots 8$ – максимально-допустима кількість пасів у передачі.

Якщо дійсна кількість пасів у передачі перевищує допустиме значення $[z']$, то потрібно збільшити діаметри шківів або ж підібрати пас більшого типу.

Таблиця 6.4. Коефіцієнт кількості пасів

z	2...3	4...6	>6
C_z	0,95	0,9	0,83

Сила попереднього натягу одного клинового паса, [Н]:

$$S_{01} = \frac{780P_1}{vC_\alpha C_P z'} + qv^2, \quad (6.16)$$

де q – погонна маса паса, вказана в додатку 13, для обраного типу паса [кг/м].

Тиск паса на вали передачі, [Н]:

$$Q = 2S_{01} z' \sin \frac{\alpha_1^\circ}{2}. \quad (6.17)$$

Шківні клинопасових передач на ободі мають канавки відповідно до кількості пасів. Профіль канавок та його основні розміри приведено в додатку 17.

З додатку 17 потрібно виписати параметри, що характеризують розміри обода шківів, [мм]: $W_a, h, b, e, f, r, h_{1min}, \alpha_1, \alpha_2$.

Зовнішні діаметри шківів, [мм]:

$$d_{e1} = d_1 + 2b; \quad d_{e2} = d_2 + 2b. \quad (6.18)$$

Якщо натяг паса здійснюють натяжним роликом, то сам ролик встановлюють на збігаючій (веденій) вітці паса поряд з ведучим шківом передачі. Притискний ролик встановлюють із зовнішньої сторони паса, а віджимний – із внутрішньої.

Діаметр натяжного ролика, [мм]:

$$d_0 \geq 1,5d_{min}, \quad (6.19)$$

де d_{min} – мінімально допустимий діаметр шківів для даного паса, [мм].

Мінімальна відстань від центру ведучого шківів до центру натяжного ролика, [мм]:

$$A_0 \geq d_0 + d_1. \quad (6.20)$$

Ширина обода шківів, [мм]:

$$M = (z' - 1)e + 2f. \quad (6.21)$$

Діаметр маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$d_{CT} = (1,5 \dots 1,6) d_{Ш} + 10, \quad (6.22)$$

де $d_{Ш}$ – діаметр шийки валу у місці встановлення шківів, [мм]. Визначається при проектуванні вала.

Довжина маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$l_{CT} = (1,2 \dots 1,5) d_{Ш}. \quad (6.23)$$

Товщина диска шківів, [мм]:

$$c = (1,2 \dots 1,3) h_1. \quad (6.24)$$

Глибина канавок на шківі повинна бути такою, щоб між внутрішньою поверхнею паса і дном канавки був зазор. Пас не повинен виступати за межі зовнішнього діаметра шківів, оскільки кромки канавок швидко пошкоджують його.

При коловій швидкості:

- до 30 м/с шківів передачі виготовляють з чавунів: СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20;
- до 45 м/с відливають зі сталі: 20Л, 25Л, 30Л;
- більше 45 м/с відливають з алюмінієвих сплавів АЛ-3, АЛ-5 або зварюють зі сталюного прокату.

ГОСТ 20889-88 регламентує дев'ять конфігурацій шківів для клинових пасів (додаток 18).

Монолітні шківів застосовують при умові – $63\text{мм} \leq d \leq 100\text{мм}$ (не більше шести пасів), дискові – $80\text{мм} \leq d \leq 400\text{мм}$, зі шпичками – $180\text{мм} \leq d \leq 450\text{мм}$.

Після проведення розрахунків та вибору конструкції і типу шківів виконують креслення шківів та всієї передачі.

7. РОЗРАХУНОК ПОЛІКЛИНОВИХ ПЕРЕДАЧ

Поліклинові передачі є подальшим розвитком клинопасових передач. Поліклинові паси поєднують в собі переваги плоских та клинових пасів. Вони гнучкі та монолітні, як плоскі паси та мають підвищену тягову здатність, як клинові

Поліклинові паси мають меншу масу та більшу плавність ходу це дозволяє забезпечити високі робочі швидкості. Крім того поліклинові паси дозволяють застосовувати шків меншого діаметру.

Поліклинові паси випускаються безкінечними відразу готовими до застосування.

Для поліклинових передач застосовують такі ж способи натягування пасу, як і для клинопасових:

- натягування пасу за рахунок його пружності – пересування опор одного з шківів або встановлення одного з шківів на шарнірному стояку;
- автоматичне натягування або ж застосування натяжного ролика (шківа) – притискного чи віджимного.

За крутним моментом на ведучому валу пасової передачі T_1 , [Н·м] з додатку 19 обирають тип паса та виписують розміри його перерізу (рис. 7.1).

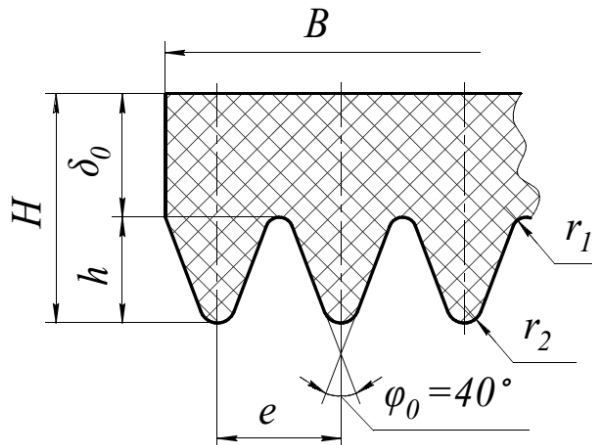


Рис. 7.1. Схема перерізу поліклинових пасів

За вибраним типом паса з додатку 19 вибирають мінімальний діаметр ведучого шківа d_{\min} , [мм]. Якщо немає жорстких вимог до габаритів приводу, то для ведучого шківа d_1 , [мм] рекомендується приймати діаметр на 1-2 порядки більший від мінімального із ряду: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900. Це дозволить суттєво збільшити довговічність роботи паса.

Діаметр веденого (більшого) шківа, [мм]:

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon), \quad (7.1)$$

де u – передаточне число передач;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коефіцієнт ковзання матеріалу паса по шківах.

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного із наведеного ряду.

Після приведення діаметра веденого шківів до стандартного значення уточнюють передаточне число передачі:

$$u_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}. \quad (7.2)$$

Визначають допустиме відхилення знайденого передаточного числа від встановленого:

$$\Delta u = \left| \frac{(u_{\phi} - u)}{u} \right| 100\% \leq [5\%]. \quad (7.3)$$

Якщо умова не виконується, то коригують діаметри шківів або передаточні числа всіх ступеней приводу.

Лінійна швидкість паса, [м/с]:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}. \quad (7.4)$$

Частота обертання веденого валу, [xv^{-1}]:

$$n_2 = \frac{d_1 n_1 (1-\varepsilon)}{d_2}. \quad (7.5)$$

Міжосьова відстань визначається згідно рекомендацій з табл. 6.1, [мм].

Розрахункова довжина паса, [мм]:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (7.6)$$

Знайдене значення приводиться до найближчого стандартного значення L , [мм] за ГОСТ 1284.2-89 (додаток 14).

З урахуванням обраної довжини паса уточнюють міжосьову відстань, [мм]:

$$a = \frac{2L - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2L - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (7.7)$$

В приводі потрібно забезпечити технічну можливість зменшення міжосьової відстані передачі, щоб встановлювати та одягати паси.

Мінімальна міжосьова відстань, [мм]:

$$a_{\min} = a - 0,013L. \quad (7.8)$$

Максимальна міжосьова відстань передачі визначається, якщо паси підтягують за рахунок їх пружності – пересуванням опор одного з шківів або встановленням одного з шківів на шарнірному стояку.

Максимальна міжосьова відстань, [мм]:

$$a_{\max} = a + 0,02L. \quad (7.9)$$

Кут обхвату меншого шківів:

$$\alpha_1^{\circ} = 180^{\circ} - 60^{\circ} \frac{(d_2 - d_1)}{a} > [\alpha_1^{\circ}], \quad (7.10)$$

де $[\alpha_1^{\circ}] = 110^{\circ}$ – мінімально-допустимий кут обхвату для поліклинових передач.

Якщо умова (7.10) не виконується слід збільшити міжосьову відстань.

Нульова довжина паса L_0 , [мм] для кожного типу визначається з додатку 15.

Визначають співвідношення реальної довжини паса до нульової довжини:

$$\frac{L}{L_0}. \quad (7.11)$$

За цим співвідношенням з табл. 6.2 визначають коефіцієнт довжини паса C_L , що показує як довжина паса впливає на його довговічність.

З додатку 15 за типом паса, діаметром ведучого шківів d_1 та лінійною швидкістю паса визначають потужність, що передається поліклиновим пасом з десятима ребрами P_0 , [кВт].

За табл. 6.3 визначають коефіцієнт кута обхвату C_α .

З додатку 16 за типом паса визначають поправку до крутного моменту ΔT , [Н·м] при передаточному числі u .

Поправка до потужності, що враховує зменшення впливу згинів паса веденим шківом на його довговічність при збільшенні передаточного числа, [кВт]:

$$\Delta P = 0,0001\Delta T \cdot n_1. \quad (7.12)$$

Коефіцієнт режиму роботи C_P при вказаному навантаженні та двигуні визначається за табл. 5.3.

Допустима потужність, що може передаватися поліклиновим пасом з десятима ребрами, [кВт]:

$$[P] = (P_0 C_\alpha C_L + \Delta P) C_P. \quad (7.13)$$

Кількість ребер поліклинового паса:

$$Z = 10 \frac{P_1}{[P]}, \quad (7.14)$$

де P_1 – потужність на ведучому валу передачі, [кВт].

Якщо отримано неціле число, то за додатком 19 приймають таку кількість ребер, що відповідають для підбраного типу поліклинового паса.

Сила попереднього натягу поліклинового паса, [Н]:

$$S_{01} = \frac{780P_1}{v C_\alpha C_P} + \frac{q_{10} Z v^2}{10}, \quad (7.15)$$

де q – погонна маса паса, вказана в додатку 19, для обраного типу паса, [кг/м].

Тиск паса на вали передачі, [Н]:

$$Q = 2S_{01} \sin \frac{\alpha_1^\circ}{2}. \quad (7.16)$$

Шківів поліклинових передач на ободі мають профільні канавки. Профіль канавок та їх основні розміри приведено в додатку 20.

З додатку 20 потрібно вписати параметри, що характеризують розміри профілю канавок шківів, [мм]: $t, h_0, h_1, f, \delta, r_1, r_2$.

Зовнішні діаметри шківів, [мм]:

$$d_{e1} = d_1 - 2\delta; \quad d_{e2} = d_2 - 2\delta. \quad (7.17)$$

Якщо натяг паса здійснюють натяжним роликом, то сам ролик встановлюють на збігаючій (веденій) вітці паса поряд з ведучим шківом передачі. Притискний ролик встановлюють із зовнішньої сторони паса, а віджимний – із внутрішньої.

Діаметр натяжного ролика, [мм]:

$$d_0 \geq 1,5d_{\min}, \quad (7.18)$$

де d_{\min} – мінімально допустимий діаметр шківа для даного паса, [мм].

Мінімальна відстань від центру ведучого шківа до центру натяжного ролика, [мм]:

$$A_0 \geq d_0 + d_1. \quad (7.19)$$

Ширина обода шківів, [мм]:

$$M = (Z - 1)t + 2f. \quad (7.20)$$

Діаметр маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$d_{CT} = (1,5 \dots 1,6)d_{III} + 10, \quad (7.21)$$

де d_{III} – діаметр шийки валу у місці встановлення шківа, [мм]. Визначається при проектуванні вала.

Довжина маточини (ступиці) шківів, [мм]:

$$l_{CT} = (1,2 \dots 1,5)d_{III}. \quad (7.22)$$

Товщина диска шківів, [мм]:

$$c = (1,2 \dots 1,3)h_1. \quad (7.23)$$

При коловій швидкості:

- до 30 м/с шківів передачі виготовляють з чавунів: СЧ 15, СЧ 18, СЧ 20;
- до 45 м/с відливають зі сталі: 20Л, 25Л, 30Л;
- більше 45 м/с відливають з алюмінієвих сплавів АЛ-3, АЛ-5 або зварюють зі сталюного прокату.

ГОСТ 20889-88 регламентує дев'ять конфігурацій шківів для поліклінових пасів (додаток 18).

Монолітні шківів застосовують при умові – $d \leq 90$ мм, дискові – $90 \text{ мм} < d \leq 200 \text{ мм}$, зі шплицями – $d > 200$ мм.

Після проведення розрахунків та вибору конструкції і типу шківа виконують креслення шківів та всієї передачі.

8. РОЗРАХУНОК ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ

Перевагами ланцюгових передач, порівняно з пасовими є: постійне передаточне число, менші габаритні розміри зірочок та передачі взагалі, менші навантаження на вали та опори.

Найбільш поширеними є такі приводні ланцюги за ДСТУ ГОСТ 13568-2006:

- роликові одно-, дво- та багаторядні, позначаються відповідно ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР;
- втулкові одно- та дворядні, позначаються відповідно ПВ, 2ПВ;
- однорядні довголанкові, позначаються ПРД;
- роликові з зігнутими пластинами, позначаються ПРИ.

На початку розрахунку ланцюгових передач визначають коефіцієнт експлуатації, що відображає умови роботи передачі:

$$K_E = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6, \quad (8.1)$$

де $K_1, K_2, K_3, K_4, K_5, K_6$ – коефіцієнти умов роботи, що визначаються з додатку 21.

Якщо заздалегідь невідомо орієнтовне значення міжосьової відстані, то рекомендується приймати $K_3 = 1$. У випадку, якщо $K_E \geq 3$, то потрібно полегшити проєктовані умови роботи ланцюгової передачі.

За частотою обертання ведучого валу ланцюгової передачі n_1 , [хв⁻¹] приймають кількість зубців малої зірочки z_1 (табл. 8.1). Для z_1 бажано приймати просте непарне число.

Таблиця 8.1. Таблиця вибору z_1

$n_1 \leq 200 \text{ хв}^{-1}$	$z_1 = 13 \dots 15$
$200 \text{ хв}^{-1} < n_1 < 700 \text{ хв}^{-1}$	$z_1 = 17 \dots 21$
$n_1 \geq 700 \text{ хв}^{-1}$	$z_1 = 23 \dots 31$

Кількість зубців веденої зірочки:

$$z_2 = z_1 u. \quad (8.2)$$

Знайдене значення округлюють до найближчого цілого непарного числа.

Орієнтовний крок ланцюга, [мм]:

$$t_{OP} = 5 \sqrt[3]{T_1}, \quad (8.3)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу ланцюгової передачі, [Н·м].

Знайдене значення округлюють до найближчого значення з ряду кроків ланцюга, [мм]: 8,0; 9,525; 12,7; 15,875; 19,05; 25,4; 31,75; 38,1; 44,45; 50,8; 63,5.

За округленим значенням t_{OP} та значенням n_1 з додатку 22 знаходять допустимий тиск в шарнірах $[p_{17}]$ роликових ланцюгів при $z_1 = 17$.

У випадку, якщо $z_1 \neq 17$, то допустимий тиск в шарнірах ланцюга, [МПа]:

$$[p] = 0,625 [p_{17}] \sqrt[6]{z_1}. \quad (8.4)$$

За допустимим тиском в шарнірах проводять уточнення кроку ланцюга, [мм]:

$$t \geq 283 \sqrt{\frac{K_E T_1}{z_1 [p] m}}, \quad (8.5)$$

де m – кількість рядів роликів чи втулкового ланцюга.

Розрахунок за формулою (8.5) спочатку проводять при $m=1$, якщо в результаті отримали $t > 50,8$ – розрахунок проводять при $m=2$. Якщо знову отримали $t > 50,8$ – підставляють $m=3$, потім $m=4$.

Знайдене значення t , [мм] округлюють до більшого з вищенаведеного ряду.

Для запобігання збільшенню динамічних навантажень у шарнірах при огинанні ланцюгом меншої зірочки повинна виконуватися умова:

$$n_1 \leq [n], \quad (8.6)$$

де $[n]$ – допустима частота обертання ведучої зірочки для ланцюга з встановленим кроком, [хв⁻¹] (табл. 8.2).

Таблиця 8.2. Допустима частота обертання зірочок для різних кроків ланцюга

Частота обертання	Крок ланцюга t , мм										
	8	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
$[n]$, хв ⁻¹	3000	2500	1250	1000	900	800	630	500	400	300	200
n_{\max} , хв ⁻¹	6000	5000	3100	2300	1800	1200	1000	900	600	450	300

За встановленим кроком із ДСТУ ГОСТ 13568-2006 (додаток 23) обирають ланцюг та виписують його типорозмір і всі параметри, [мм]: B – ширина між внутрішніми пластинами, d_2 – діаметр пальця (валика), d_1 – діаметр ролика (втулки), h – висота ланки, b_7 – загальна ширина ланцюга, b – відстань від краю ланцюга до середини ряду (крайнього ряду в багаторядних ланцюгах), A – міжосьова відстань між рядами (в багаторядних ланцюгах).

Колова швидкість ланцюга, [м/с]:

$$v = \frac{z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000}. \quad (8.7)$$

Колове зусилля, що передається ланцюгом, [Н]:

$$F_t = \frac{1000 P_1}{v}, \quad (8.8)$$

де P_1 – потужність на ведучому валу ланцюгової передачі, [кВт].

Середній питомий тиск в шарнірах ланцюга, [МПа]:

$$p = \frac{F_t}{A_{on}} < [p]. \quad (8.9)$$

де $[p]$ – допустимий тиск в шарнірах ланцюга, визначений у формулі (8.4).

При оцінці зносостійкості шарнірів визначають допустиме значення перевантаження чи недовантаження ланцюга:

$$\Delta p = \frac{p - [p]}{[p]} 100\% < 5\%; \quad \Delta p = \frac{[p] - p}{p} 100\% < 35\%. \quad (8.10)$$

При відсутності конструктивних обмежень габаритів передачі міжосьову відстань виражену у кроках приймають з умови:

$$a_t = \frac{(30 \dots 50)t}{t} \leq \frac{80t}{t}. \quad (8.11)$$

У формулі (8.11) рекомендується приймати менші значення a_t при меншому передаточному числі передачі – $u=1 \dots 3$, а більші значення при більшому передаточному числі – $u=4 \dots 6$.

Геометричне значення міжосьової відстані, [мм]:

$$a = a_t t. \quad (8.12)$$

Натяг від провисання веденої гілки ланцюга під дією власної ваги, [Н]:

$$F_f = \frac{K_f q g a}{1000}, \quad (8.13)$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга. В горизонтальних передачах – $K_f = 6$, при нахилі передачі до 40° – $K_f = 3 \dots 4$, при нахилі більше 40° – $K_f = 1 \dots 2$.

q – погонна маса ланцюга, [кг/м] (додаток 23).

Натяг ланцюга від дії відцентрових сил, [Н]:

$$F_{\text{Ц}} = q v^2. \quad (8.14)$$

У випадку, якщо $v \leq 3$ м/с, то силу $F_{\text{Ц}}$ можна знехтувати.

Сумарний натяг ведучої гілки передачі, [кН]:

$$F_{\Sigma} = \frac{(F_t K_1 + F_f + F_{\text{Ц}})}{1000}. \quad (8.15)$$

Умова статичної міцності ланцюга на розрив:

$$\frac{Q}{F_{\Sigma}} \geq [S], \quad (8.16)$$

де Q – руйнуюче навантаження вибраного ланцюга (додаток 23), [кН];

$[S]$ – нормативний коефіцієнт запасу міцності (додаток 24).

Довжина ланцюга, що виражена в кроках:

$$L_t = \frac{2a_t}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a_t}. \quad (8.17)$$

Знайдене значення округлюють до цілого непарного числа, для того, щоб при з'єднанні ланцюга уникнути застосування з'єднувальної ланки.

Уточнена міжосьова відстань, [мм]:

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (8.18)$$

Сила тиску на вали передачі, [Н]:

$$R = K_R F_t, \quad (8.19)$$

де K_R – коефіцієнт, що враховує характер навантаження та кут нахилу передачі α (табл. 8.3).

Таблиця 8.3. Таблиця вибору K_R

Кут нахилу	Навантаження	
	спокійне	змінне
$0 \leq \alpha \leq 40^\circ$	1,15	1,32
$40^\circ < \alpha \leq 90^\circ$	1,05	1,21

Якщо натяг ланцюга здійснюють натяжною зірочкою, то її встановлюють на збігаючій (веденій) вітці ланцюга, якомога ближче до ведучої зірочки. Притискну зірочку встановлюють із зовнішньої сторони ланцюга, а віджимну – із внутрішньої. Якщо немає ніяких особливих вимог до конструкції передачі, то кількість зубців натяжною зірочки z_0 приймають рівною до кількості зубців ведучої z_1 .

Ділильні діаметри зірочок, відповідно ведучої, веденої, натяжною, [мм]:

$$D_1 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right)}; \quad D_2 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right)}; \quad D_0 = \frac{t}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z_0}\right)}. \quad (8.20)$$

Радіус впадини зірочки, [мм]:

$$r = 0,5025d_1 + 0,05, \quad (8.21)$$

де d_1 – діаметр ролика чи втулки ланцюга (додаток 23), [мм].

Діаметри кіл западин зірочок, відповідно ведучої, веденої, натяжною, [мм]:

$$D_{i1} = D_1 - 2r; \quad D_{i2} = D_2 - 2r; \quad D_{i0} = D_0 - 2r. \quad (8.22)$$

Відстань від дуги ділильного діаметру до вершини зубця, [мм]:

$$h = 0,8d_1. \quad (8.23)$$

Діаметри кіл вершин зірочок, відповідно ведучої, веденої, натяжною, [мм]:

$$D_{e1} = D_1 + 2h; \quad D_{e2} = D_2 + 2h; \quad D_{e0} = D_0 + 2h. \quad (8.24)$$

Ширина зубця, [мм]:

$$b_1 = 0,93B, \quad (8.25)$$

де B – ширина між внутрішніми пластинами (додаток 23), [мм].

Найбільший діаметр обода, відповідно для ведучої, веденої, натяжною зірочок, [мм]:

$$D_{C1} = t \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) - 1,3h; \quad D_{C2} = t \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) - 1,3h; \quad D_{C0} = t \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_0}\right) - 1,3h. \quad (8.26)$$

Мінімальна відстань від центру ведучої зірочки до центру натяжною зірочки, [мм]:

$$A_0 \geq D_0 + D_1. \quad (8.27)$$

Діаметр маточини (ступиці) зірочки, [мм]:

$$d_{CT} = (1,5 \dots 1,6)d_{III} + 10, \quad (8.28)$$

де d_{III} – діаметр шийки валу у місці встановлення зірочки, [мм]. Визначається при проектуванні валу.

Довжина маточини (ступиці) зірочки, [мм]:

$$l_{CT} = (1,2 \dots 1,5)d_{III}. \quad (8.29)$$

Здебільшого зірочки виготовляють зі сталей 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА, 40ХН з гартуванням зубців до твердості 45...55 HRC. При малій потужності передачі (до 5 кВт) дозволяється вінці зірочок виготовляти з пластмас – текстолітів, поліамідів.

Після проведення розрахунків виконують креслення зірочок та всієї передачі (рис. 8.1).

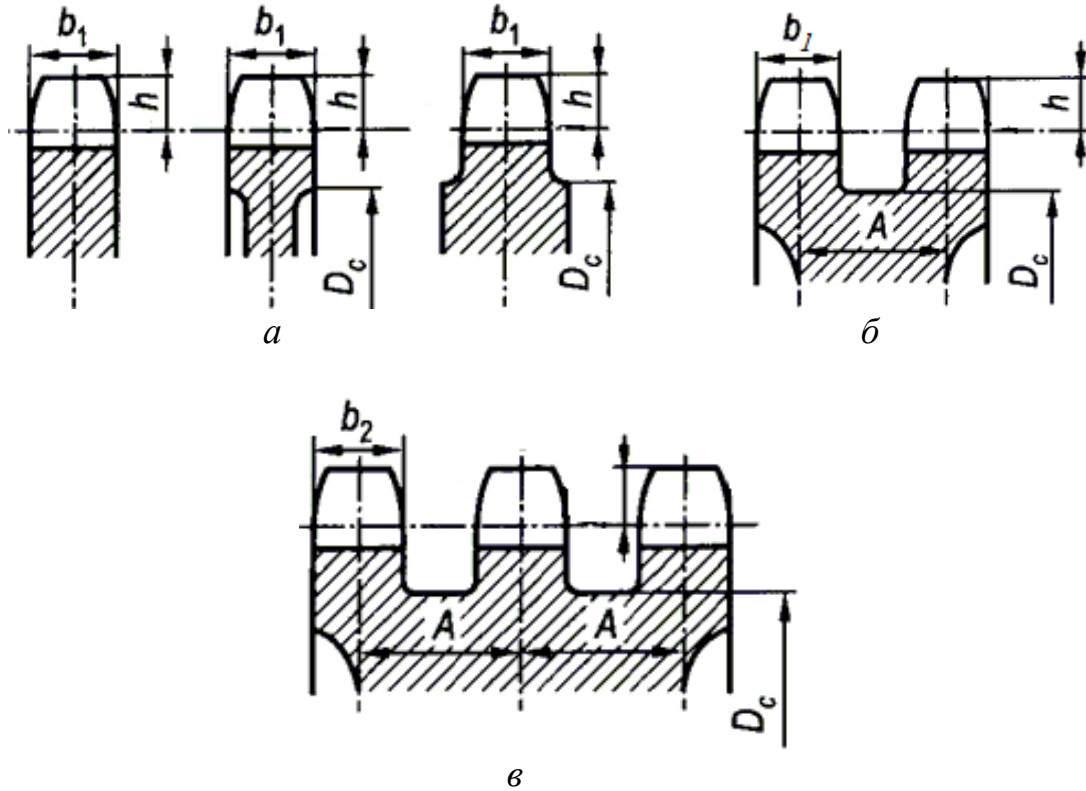


Рис. 8.1. Ескізи зірочок ланцюгових передач:
а. однорядна; б. дворядна; в. трирядна

9. КОМПОНУВАННЯ РЕДУКТОРІВ

Основними етапами конструювання редукторів є – конструювання валів та їх спряжень з посадженими деталями; вибір підшипників кочення та конструювання підшипникових вузлів; визначення розмірів окремих елементів корпусу. При конструюванні паралельно виконують розрахунки різних елементів редуктора та виконують ескізні креслення.

Загальні принципи конструювання передач та підшипникових вузлів однакові для всіх типів редукторів.

9.1. Попередній розрахунок валів та вибір підшипників

На початку конструювання неможливо провести повний розрахунок валів із визначенням діаметра кожного перерізу. Тому, на початковому етапі визначають орієнтовний діаметр суцільного валу у його найтоншому перерізі, виходячи з умови міцності на кручення, [мм]:

$$d = 10 \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_K}}, \quad (9.1)$$

де T – крутний момент на валу, що визначений раніше під час загального розрахунку приводу (табл. 1.4), [Н·м];

$[\tau]_K$ – допустиме умовне напруження сталі при крученні, [МПа].

Допустиме умовне напруження сталі при крученні [МПа] визначається, як:

$$[\tau]_K = (0,025 \dots 0,03) \cdot \sigma_s, \quad (9.2)$$

де σ_s – тимчасовий опір сталі на розрив [МПа], обирається з додатку 25.

Для виготовлення валів застосовують якісні вуглецеві та леговані конструкційні сталі (додаток 25). Для виготовлення ведучих валів редукторів рекомендовано застосовувати сталі в яких допустиме умовне напруження при крученні становить – $[\tau]_K < 20$ МПа, для проміжних – $20 \text{ МПа} \leq [\tau]_K < 24$ МПа, для ведених – $[\tau]_K \geq 24$ МПа.

Значення визначене за формулою (9.1) округлюють до більшого зі стандартного ряду (додаток 5). Здебільшого, у редукторах загального машинобудування застосовують ступінчасті вали, тому для діаметрів та довжин всіх ділянок валів доцільно приймати значення з вказаного ряду.

Діаметр та довжина цапфи валу у місці встановлення підшипника обирається у відповідності до посадочних розмірів підшипників. Такими розмірами є – внутрішній діаметр d , зовнішній діаметр D та ширина B (рис. 9.1).

У більшості редукторів загального призначення використовують наступні типи підшипників (рис. 9.1): радіальний кульковий однорядний (а), радіальний кульковий двохрядний (б), радіальний з короткими циліндричними роликами (в), радіально-упорний кульковий однорядний (г), радіально-упорний з конічними роликами (д), упорний кульковий однорядний (е).

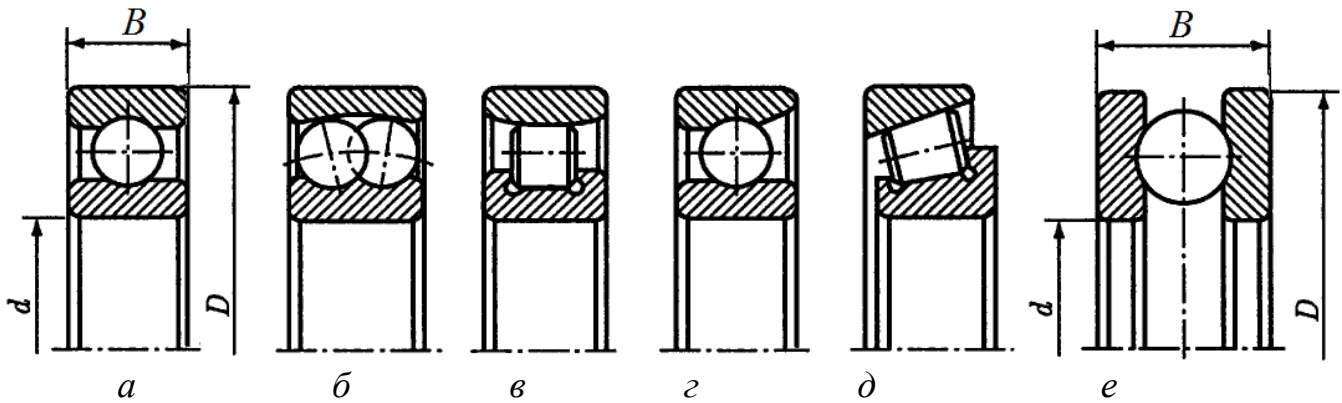


Рис. 9.1. Найбільш поширені типи підшипників

Типорозмір підшипника обирається за напрямом діючого навантаження, яке повинна сприймати опора та діаметром вала у місці встановлення підшипника. Радіальні підшипники обирають при дії на вал радіального навантаження, упорні – при дії осьового навантаження, радіально-упорні – при комбінованій дії радіального та осьового навантажень. Для валів невеликого діаметру рекомендовано використовувати кулькові підшипники, а для валів значного діаметру – роликові.

Для обраного підшипника з каталогу виписують:

- тип підшипника;
- цифрово-літерне позначення;
- стандарт на виготовлення;
- геометричні розміри (внутрішній діаметр d , зовнішній діаметр D та ширина B), [мм];
- статичну вантажопідіймальність C_0 , [Н];
- динамічну вантажопідіймальність C , [Н];
- кут контакту α° ;
- коефіцієнт осьового навантаження e .

За геометричними розмірами підшипника конструюється посадочне місце для його встановлення на валу.

9.2. Конструювання зубчастих коліс

Для виготовлення зубчастих коліс редукторів застосовують такі основні методи: точіння із прокату, вільне кування, штамповка та лиття. В дрібносерійному виробництві зубчасті колеса великих діаметрів можуть виготовлятися зварними.

При діаметрі колеса більше 500 мм та високих робочих навантаженнях рекомендовано зубчастий вінець (обід) виготовляти з легованої сталі окремо від основної частини колеса.

Розміри всіх елементів зубчастих коліс пов'язані з товщиною зубчастого вінця. Товщина зубчастого вінця циліндричного колеса приймається, [мм]:

$$\delta_0 = (2 \dots 4) \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad (9.3)$$

де m_n – нормальний модуль зубчастого зачеплення, що обраний за табл. 2.6, [мм];

β – кут нахилу зубців у передачі, що визначений за виразом (2.17).

Товщина зубчастого вінця конічного колеса, [мм]:

$$\delta_0 = (2...4)m_{te}, \quad (9.4)$$

де m_{te} – зовнішній коловий модуль конічної передачі, обраний за табл. 2.6, [мм].

Діаметр маточини колеса, [мм]:

$$d_{CT} = 1,5d_{III} + 10, \quad (9.5)$$

де d_{III} – діаметр шийки валу в місці посадки зубчастого колеса, [мм].

Діаметр d_{III} визначається конструктивно з урахуванням конструкції редуктора та передач, а потім округлюється до значення з ряду нормальних лінійних розмірів (додаток 5).

Довжина маточини колеса, [мм]:

$$l_{CT} = (0,8...1,5)d_{III} \geq b, \quad (9.6)$$

де b – ширина вінця зубчастого колеса, що визначена за виразами (2.23, 2.24, 3.15), [мм].

Маточина може розміщуватися як завгодно по відношенню до зубчастого вінця: бути рівною ширині вінця, симетрично та несиметрично виступати з обох сторін від зубчастого вінця, виступати з однієї сторони, з однієї сторони виступати з іншої бути укороченою (рис. 9.2).

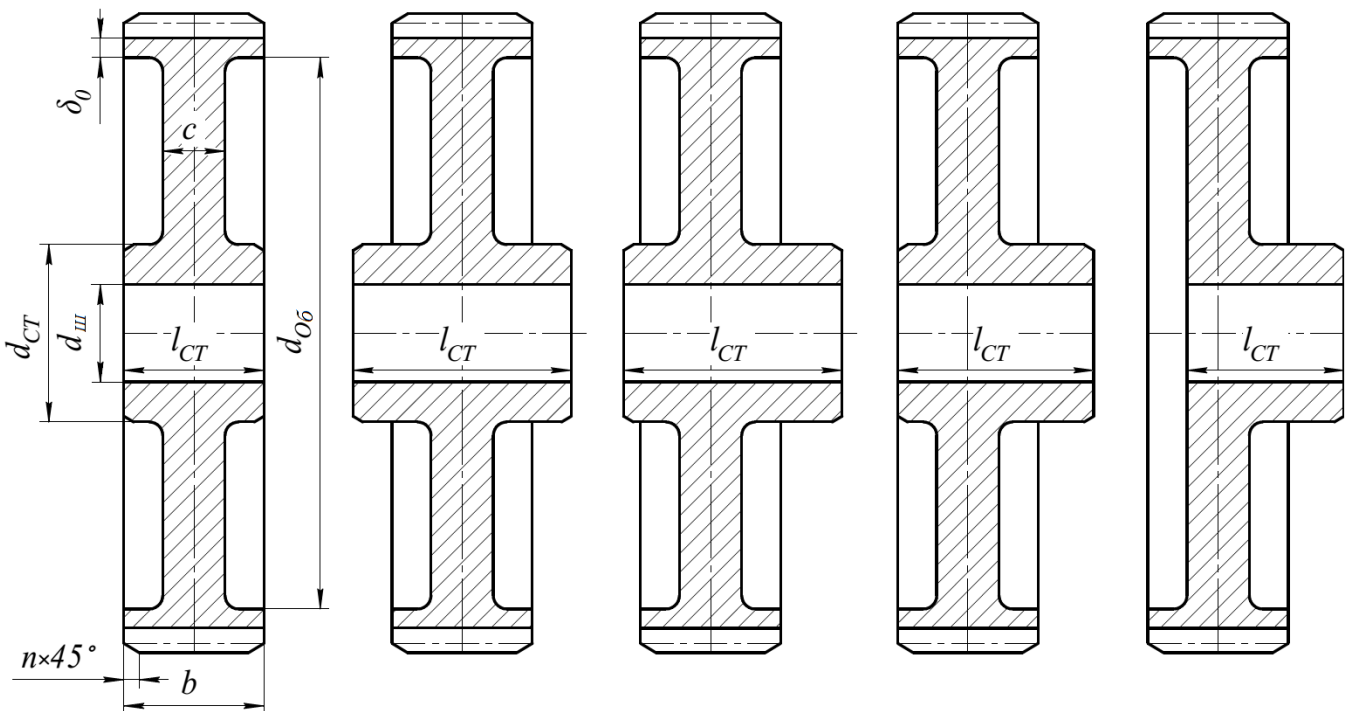


Рис. 9.2. Конструкції маточин зубчастих коліс

Товщина диска колеса, [мм]:

$$c = (0,2...0,4)b. \quad (9.7)$$

Диск не завжди доцільно розміщувати симетрично відносно зубчастого вінця, іноді виникає потреба його зміщення на один з торців ободу.

Розмір фаски вінця циліндричного колеса, [мм]:

$$n = 0,5m_n. \quad (9.8)$$

Діаметр обода циліндричного колеса, [мм]:

$$d_{об} = d_f - 2\delta_0, \quad (9.9)$$

де d_f – діаметр западин, що визначений за (2.21), [мм].

При умові, якщо:

$$d_{об} < 1,9d_{ш} + 4m_n, \quad (9.10)$$

то зубчасте колесо виготовляють заодно з валом у вигляді вал-шестерні.

9.3. Конструювання елементів корпусу редуктора

В більшості випадків корпуси редукторів відливають з чавуну СЧ15 або СЧ18. Корпуси малонавантажених редукторів відливають з алюмінієвих сплавів. При застосуванні діаметрів коліс більше 500 мм та у випадку складної конфігурації корпусу, його зварюють з листової сталі.

Розміри всіх елементів корпусу умовно прив'язані до товщини стінки редуктора. Товщина стінки корпусу циліндричного двоступеневого редуктора, [мм]:

$$\delta = 0,025a_w + 3 \geq 8, \quad (9.11)$$

де a_w – більша міжосьова відстань з обох ступеней редуктора, [мм].

Товщина стінки корпусу конічно-циліндричного редуктора, [мм]:

$$\delta = 0,025a_w + 3 \geq 8, \quad (9.12)$$

де a_w – міжосьова відстань циліндричної ступені, [мм].

Товщина стінки корпусу черв'ячно-циліндричного та циліндрично-черв'ячного редуктора, [мм]:

$$\begin{aligned} \delta &= 0,04a_{wЧЕР} + 3; \\ \delta &= 0,025a_{wЦИЛ} + 3, \end{aligned} \quad (9.13)$$

де $a_{wЧЕР}, a_{wЦИЛ}$ – міжосьова відстань відповідно черв'ячної та циліндричної ступеней, [мм].

З двох значень визначених за формулами (9.13) обирається більше. У випадку, якщо в обох формулах отримано $\delta \leq 8$, то товщина стінки приймається $\delta = 8$ мм.

Товщина стінки кришки редуктора для всіх конструкцій редукторів, [мм]:

$$\delta_1 = 0,94\delta \geq 7,5. \quad (9.14)$$

Товщина верхнього фланця корпусу, [мм]:

$$s = (1,5 \dots 1,75)\delta. \quad (9.15)$$

Товщина нижнього фланця корпусу, [мм]:

$$s_2 = 2,35\delta. \quad (9.16)$$

Товщина фланця кришки редуктора, [мм]:

$$s_1 = (1,5 \dots 1,75)\delta_1. \quad (9.17)$$

Діаметр фундаментних болтів, [мм]:

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036)a_w + 12, \quad (9.18)$$

де a_w – значення, що було прийняте у формулах (9.11, 9.12, 9.13) при визначенні товщини стінки редуктора.

Діаметр болтів, що стягують корпус та кришку редуктора біля бобишок фланців, [мм]:

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) d_1. \quad (9.19)$$

З'єднання корпусу та кришки редуктора біля бобишок фланців може виконуватися двох видів – наскрізний болт з гайкою та пружинною шайбою або ж болт що закручується в корпус чи кришку редуктора та пружинна шайба.

Діаметр болтів, що стягують фланці корпусу та кришки редуктора, [мм]:

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1. \quad (9.20)$$

Значення діаметрів болтів, що знайдені за формулами (9.18...9.20) округлюють до більшого зі стандартного ряду кріпильних метричних різьб (додаток 26).

Ширина фланців корпусу K_1 , K_2 та кришки редуктора приймається конструктивно, з урахуванням того, що фланець повинен забезпечувати опорну поверхню для болта, гайки та пружинної шайби (рис. 9.3, 9.4). Також, потрібно враховувати зазор між боковими гранями болтів та вертикальними стінками редуктора l , що потрібен для вільного доступу інструменту при збиранні та розбиранні редуктора.

Товщина ребер жорсткості корпусу та кришки редуктора, [мм]:

$$c_p = (0,8 \dots 1) \delta. \quad (9.21)$$

Значення, що отримані у формулах (9.15...9.17, 9.21) рекомендовано округлити до більшого цілого числа.

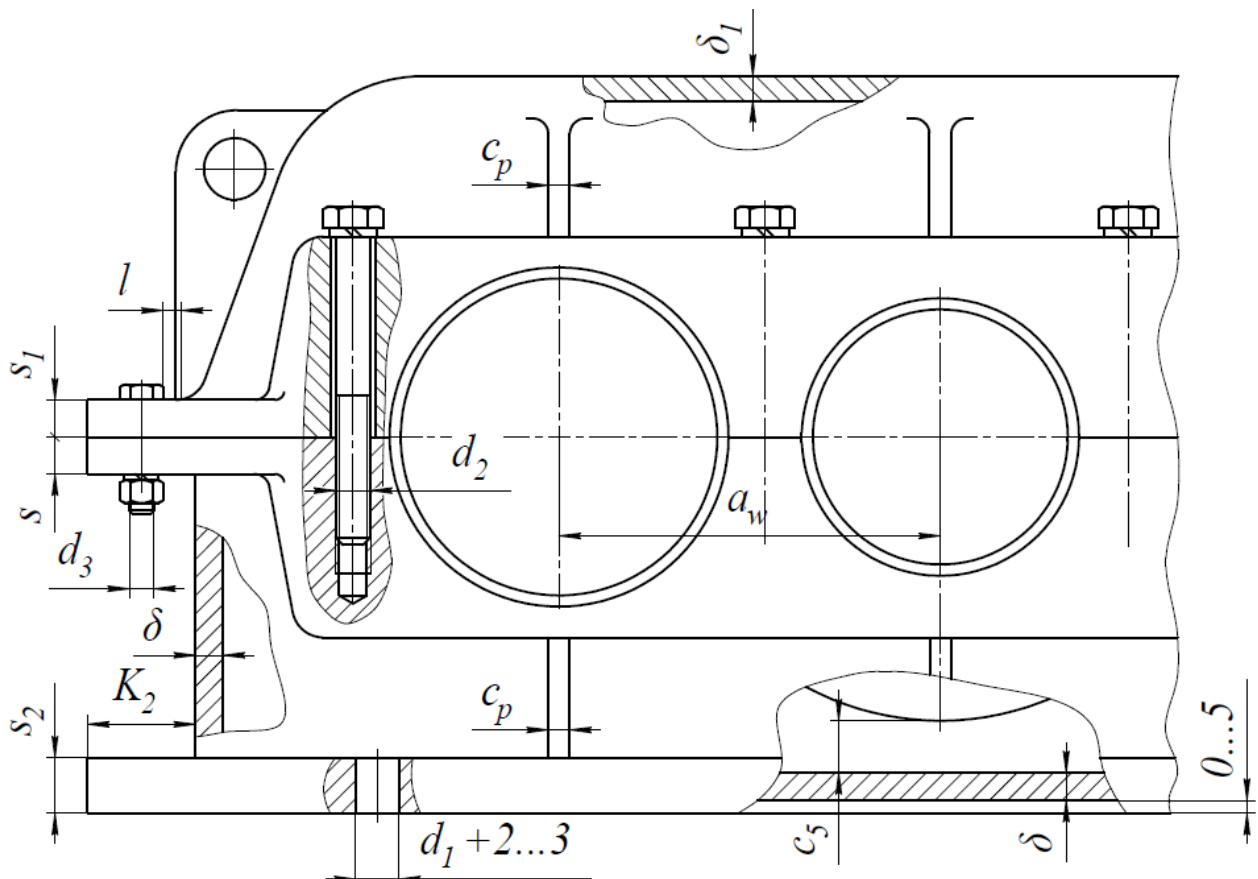


Рис. 9.3. Ескіз бокового вигляду редуктора

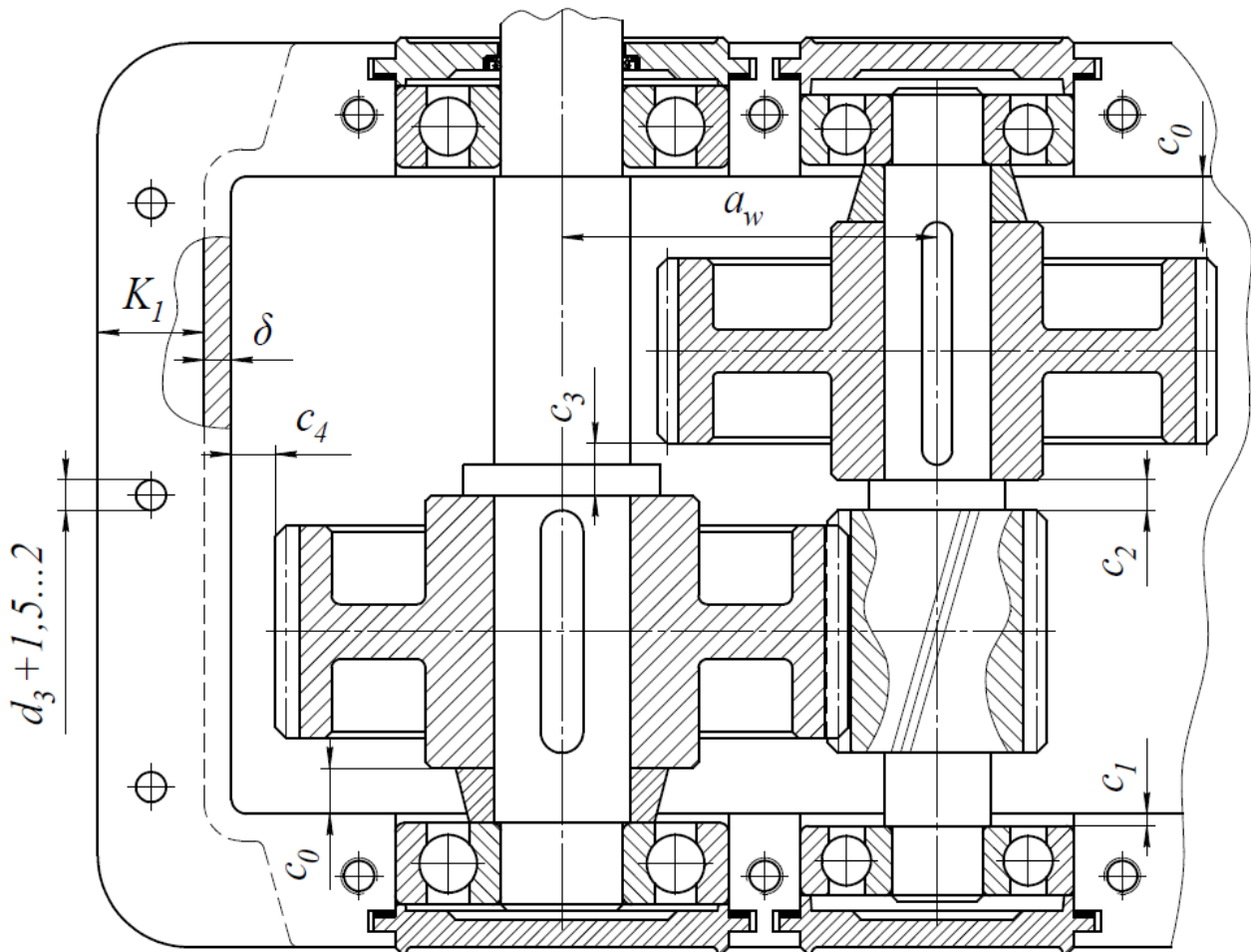


Рис. 9.4. Ескіз розташування передач у корпусі редуктора

Параметри, що отримані в результаті розрахунків (9.11...9.21) наведено на ескізі бокового вигляду редуктора (рис. 9.3).

Відстань від внутрішньої поверхні стінки редуктора до:

– бокової поверхні обертової деталі, [мм]:

$$c_0 = (1 \dots 1,2)\delta; \quad (9.22)$$

– бокової поверхні підшипника кочення, [мм]:

$$c_1 = 3 \dots 5. \quad (9.23)$$

Відстань між обертовими деталями встановленими на:

– одному валу, [мм]:

$$c_2 = 0 \dots 5; \quad (9.24)$$

– різних валах, [мм]:

$$c_3 = (0,5 \dots 1)\delta. \quad (9.25)$$

Радіальний зазор між поверхнею вершин зубців коліс та:

– внутрішньою поверхнею стінки корпуса редуктора, [мм]:

$$c_4 = 1,2\delta; \quad (9.26)$$

– дном корпуса редуктора (рис. 9.3), [мм]:

$$c_5 = 5 \dots 10. \quad (9.27)$$

Параметри, що отримані в результаті розрахунків (9.22...9.26) наведено на ескізі редуктора (рис. 9.4).

Найчастіше в конічних передачах ведучий вал-шестерня встановлюється консольно. Для встановлення цього валу та його підшипників у корпусі редуктора використовується стакан (рис. 9.5). Аналогічний стакан також може використовуватися для встановлення високонавантаженого черв'ячного валу, а саме при використанні двох спарених підшипників з однієї сторони від черв'яка. При використанні стакана, зручно здійснювати регулювання конічної або ж черв'ячної передачі, а також підшипників при збиранні та обслуговуванні передач.

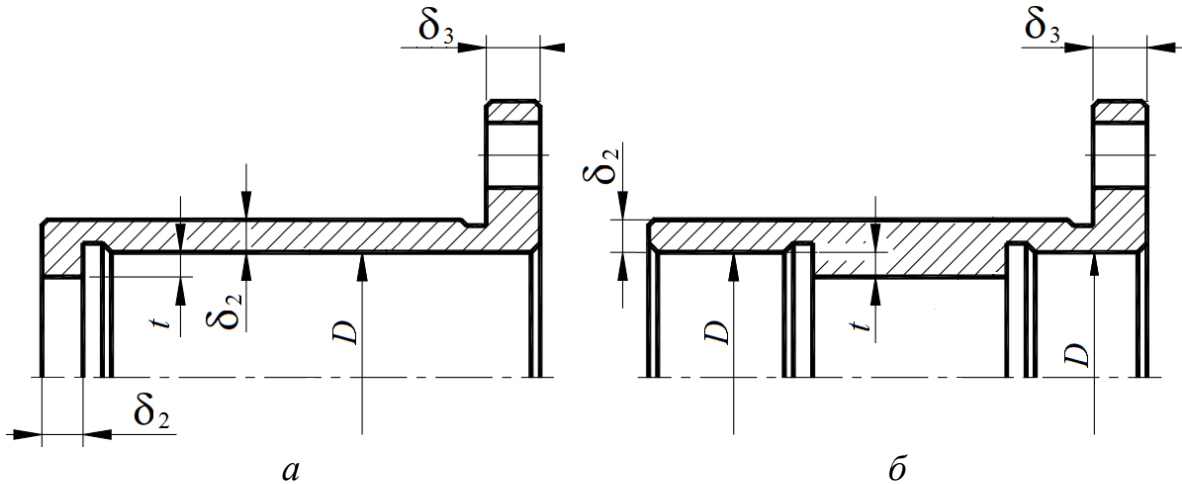


Рис. 9.5. Стакан для підшипників ведучого валу конічної чи черв'ячної передачі:
а. при прямій схемі «в розпір»; б. при зворотній схемі «в розтяжку»

Товщину стінки стакана δ_2 приймають у відповідності до зовнішнього діаметру підшипника D за табл. 9.1.

Таблиця 9.1. Визначення товщини стінки стакана δ_2

D , мм	<52	52...80	80...120
δ_2 , мм	4...5	6...8	8...10
z	4	5	6

Товщина фланця стакана, [мм]:

$$\delta_3 = 1,2\delta_2. \quad (9.28)$$

Висоту упорного буртика t обирають у відповідності до товщини зовнішнього кільця підшипника. Кількість болтів z для закріплення стакана в корпусі редуктора рекомендовано обирати у відповідності до табл. 9.1. При цьому, застосовують болти з різьбою М8 чи М10.

Для регулювання підшипників та для полегшення збирання редуктора встановлюють кришки підшипників. В редукторах та коробках передач загального машинобудування використовують накладні (рис. 9.6, а) та вкладні кришки (рис. 9.6, б) підшипників.

При використанні накладних кришок, регулювання підшипників здійснюється за рахунок зміни товщини пакету неметалевих прокладок між корпусом редуктора (або ж стаканом для підшипників) та самою кришкою підшипника. У випад-

ку застосування вкладних кришок, регулювання підшипників відбувається за рахунок підбору металевих регулювальних втулок різної товщини.

Найчастіше товщину кришки підшипника приймають $\delta_4 = 7 \dots 9$ мм.

Товщина упорного бортика в накладній кришці або ж ширина закладки у вкладній кришці, [мм]:

$$\delta_5 = (0,6 \dots 0,8)\delta_4. \quad (9.29)$$

Для кріплення накладних кришок підшипників до корпусу та кришки редуктора застосовують болти з різьбою М8 чи М10 в кількості 4...6 штук.

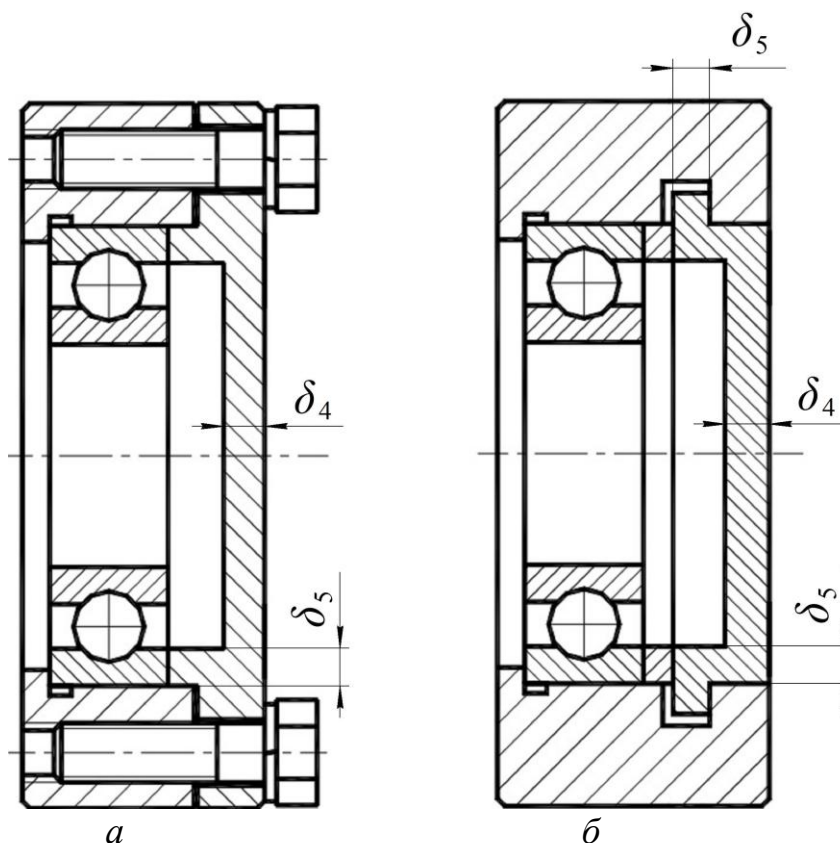


Рис. 9.6. Кришки підшипників:
а. накладна з болтами; б. вкладна

Зазвичай стакани та кришки підшипників виготовляють зі сталей Ст 3, Ст 4, Ст 5 або ж чавунів СЧ 15, СЧ 18.

Після проведення розрахунків за формулами (9.1...9.29) виконують ескізне креслення редуктора. При виконанні ескізу потрібно обрати конфігурацію корпусу та визначитись, з площинами рознімання корпусу редуктора та кришки. При цьому, потрібно враховувати взаємне розміщення передач та валів в корпусі редуктора, у відповідності до поставленого завдання.

В завданнях вказано наступні типи конструкцій двоступеневих редукторів з горизонтальним розташуванням валів:

- циліндричний двоступеневий розгорнутий редуктор з горизонтальним розміщенням передач (теми 1, 4, 14, 27, 38);
- циліндричний двоступеневий співвісний редуктор з горизонтальним розміщенням передач (теми 2, 7, 15, 29);

- циліндричний двоступеневий співвісний редуктор з вертикальним розміщенням передач (теми 13, 26, 36, 39);
- конічно-циліндричний двоступеневий редуктор з горизонтальним розміщенням передач (теми 3, 12, 17, 30);
- циліндрично-черв'ячний двоступеневий редуктор з вертикальним розміщенням передач (теми 5, 18, 31);
- циліндричний двоступеневий співвісний редуктор з тихохідною ступенню внутрішнього зачеплення та горизонтальним розміщенням передач (теми 6, 16, 21, 32);
- черв'ячно-циліндричний двоступеневий редуктор з вертикальним розміщенням передач (теми 8, 20);
- черв'ячно-циліндричний двоступеневий редуктор з горизонтальним розміщенням передач (теми 24, 28, 33, 40);
- циліндричний двоступеневий розгорнутий редуктор з горизонтальним розміщенням передач з роздвоєною швидкохідною та шевронною тихохідною ступеннями (теми 9, 19, 22, 34);
- циліндричний двоступеневий розгорнутий редуктор з горизонтальним розміщенням передач з роздвоєною тихохідною ступенню (теми 10, 23, 35);
- циліндричний двоступеневий співвісний редуктор з горизонтальним розміщенням передач та двома проміжними валами (теми 11, 25, 37).

9.4. Конструювання валів

Діаметри окремих ступеней валів викреслюють згідно рекомендацій підрозділу 9.1. Діаметри $d_{ш}$ та довжини шийок валів для посадки зубчастих коліс приймають відповідно до посадочних діаметрів та довжин маточин цих коліс. Вали компонують на підшипниках, що обрані в підрозділі 9.1.

За здатністю фіксувати вал від осьового переміщення, підшипникові опори поділяють на фіксуючі та плаваючі. Фіксуюча опора сприймає радіальне та осьове навантаження і обмежує переміщення вала вздовж його вісі в одному або ж двох напрямках. Плаваюча опора сприймає радіальне навантаження і не обмежує переміщення вала вздовж його вісі.

На рис. 9.7 наведено приклад використання фіксуючої опори у тому випадку, коли на вал діє значне осьове навантаження (конічна або черв'ячна передачі).

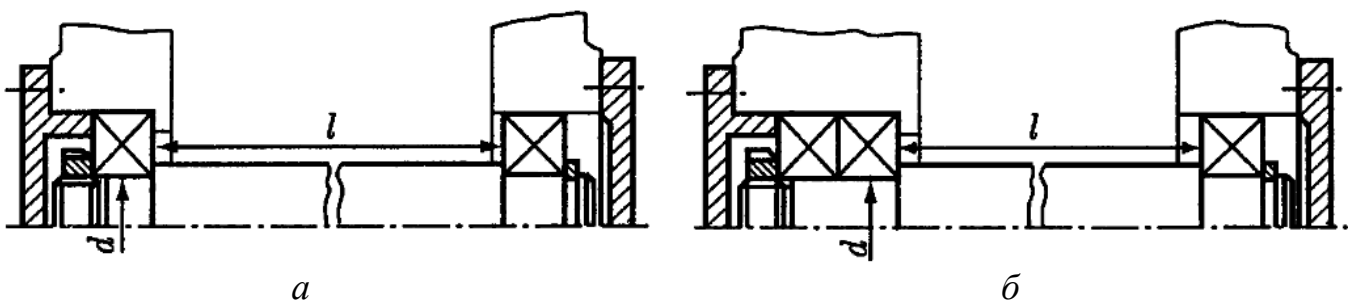


Рис. 9.7. Встановлення вала на фіксуючу (зліва) та плаваючу (справа) опори:
 а. фіксуюча опора з одним радіально-упорним підшипником;
 б. фіксуюча опора з двома радіально-упорними підшипниками

При такому встановленні валу, можлива зміна відстані між опорами l під час роботи внаслідок температурного розширення або ж прогину самого валу. Фіксуюча опора зі спареними підшипниками (рис. 9.7, б) забезпечує більшу жорсткість.

Такі фіксуючі опори найбільш доцільно встановлювати у окремих стаканах (рис. 9.5), що суттєво полегшує монтаж і демонтаж, як передач, так і самих підшипників у корпусі редуктора.

На рис. 9.8 наведено приклад встановлення валу в двох фіксуючих опорах. В цьому випадку кожна опора фіксує вал від осьового переміщення в одному напрямку. Такі схеми встановлення використовують при невеликій відстані між опорами.

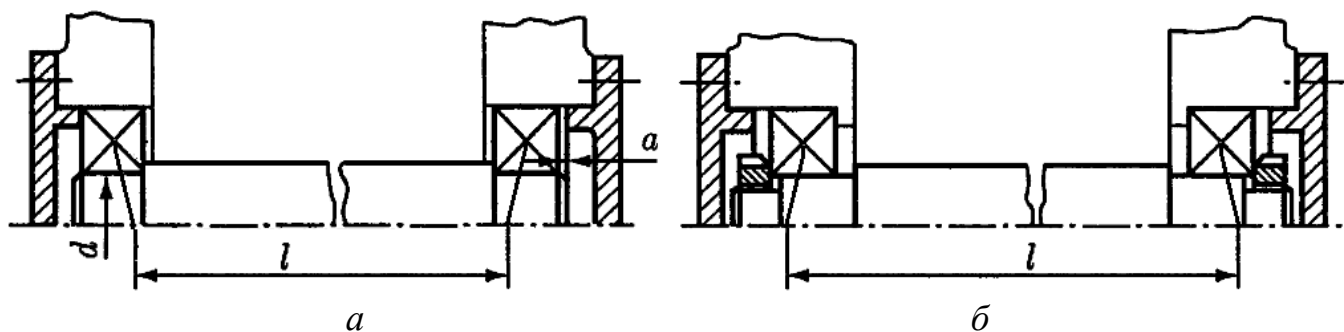


Рис. 9.8. Встановлення валу на обидві фіксуючі опори:
а. при прямій схемі «в розпір»; б. при зворотній схемі «в розтяжку»

При встановленні підшипників «в розпір» (рис. 9.8, а) внутрішнє кільце підшипника фіксується на валу, а зовнішнє регулюють під час роботи. При цьому, відстань між точками прикладання реакцій у опорах l менша, ніж відстань між осями підшипників. Зазор a приймають в межах $0,3 \dots 0,7$ мм, він потрібен для уникнення заклинювання підшипників на валу. При встановленні підшипників «в розтяжку» (рис. 9.8, б) зовнішнє кільце підшипника фіксують у корпусі чи обоймі, а внутрішнє регулюють під час роботи. При цьому, відстань між точками прикладання реакцій у опорах l більша, ніж відстань між осями підшипників.

Для встановлення підшипників далеко від краю валу використовують такі методи їх фіксування від осьового переміщення (рис. 9.9):

- а. дистанційна втулка;
- б. плоске стопорне кільце;
- в. плоске стопорне кільце з втулкою;
- г. втулка з Г-подібним перерізом.

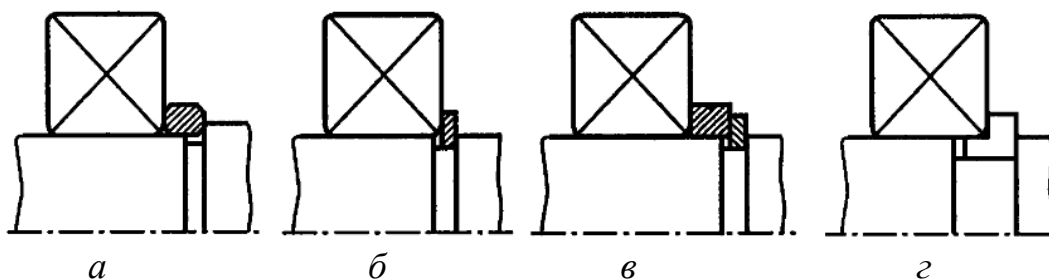


Рис. 9.9. Способи фіксації підшипників далеко від краю валу

При встановленні підшипників на краю валу, використовують наступні методи їх фіксування (рис. 9.10):

- а. шліцева або корончата гайка зі стопорною шайбою чи шплінтом;
- б. кінцева шайба з гвинтом і штифтом, гвинт фіксують підгинанням ніжки фіксуючої шайби;
- в. втулка, що фіксується гвинтом та штифтом;
- г. втулка-ковпачок, здебільшого фіксується двома гвинтами;
- д. плоске стопорне кільце;
- е. плоске стопорне кільце з шайбою;
- є. тарілчаста пружина.

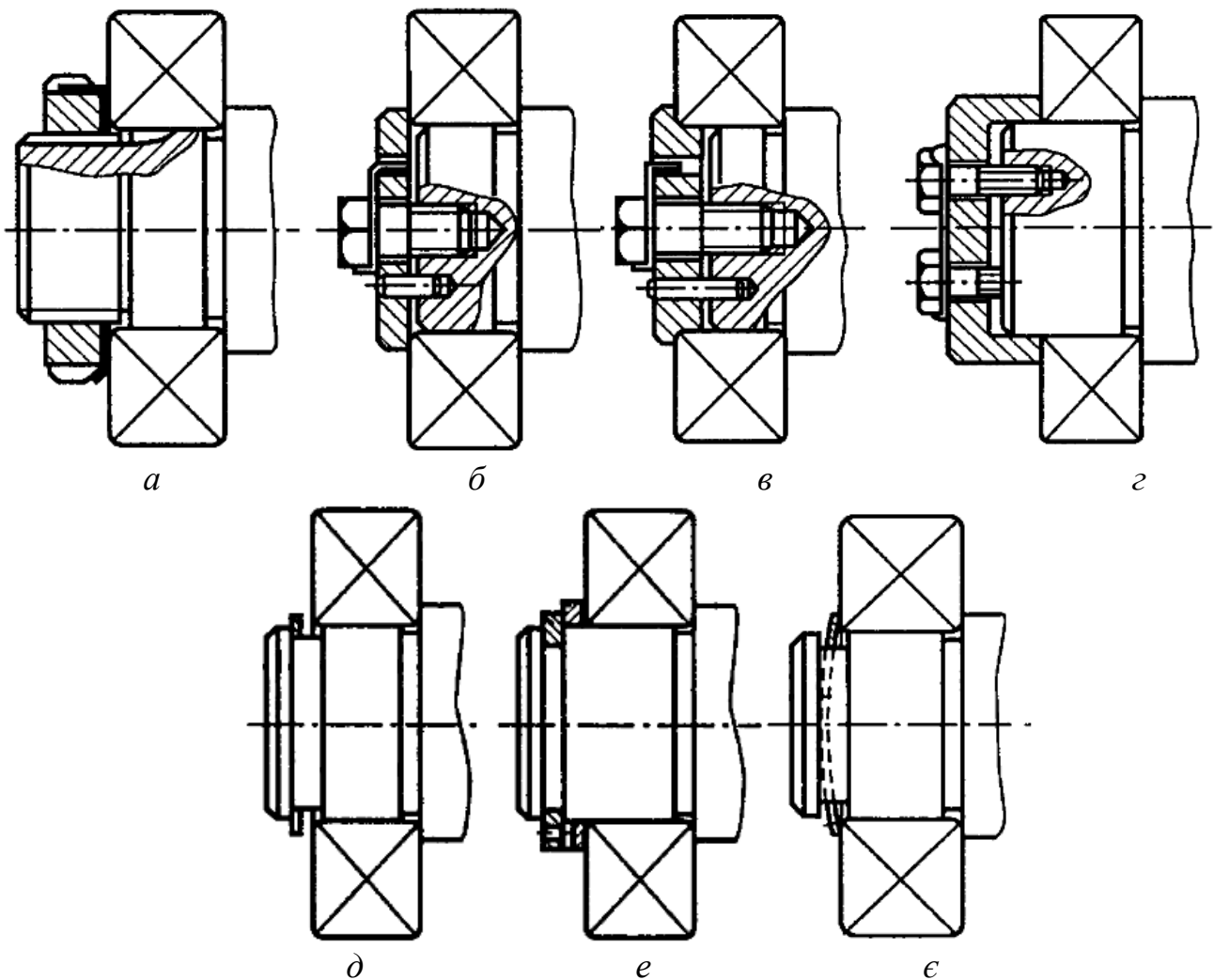


Рис. 9.10. Способи фіксації підшипників на краю валу

Для зміни діаметра валу з одного на інший використовують наступні конструкції переходів (рис. 9.11):

- а. галтель;
- б. галтель з фаскою;
- в. конус або ж фаска;
- г. проточка.

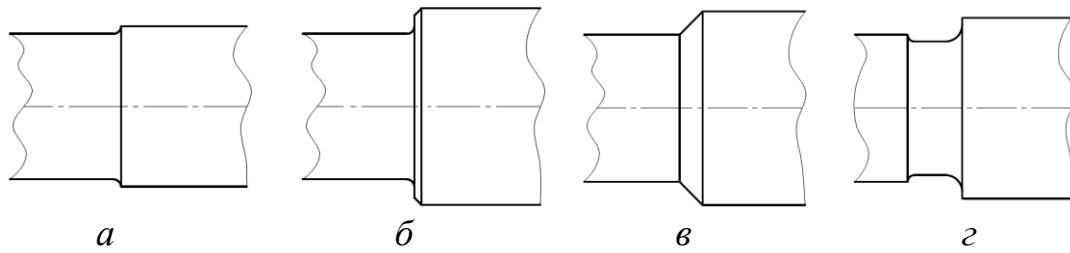


Рис. 9.11. Конструкції переходів контурів валів

Найчастіше, для фіксування зубчастих коліс на валу всередині редуктора використовують шпонкове з'єднання з упорним буртиком та втулкою (рис. 9.12, а). Шліцеве чи шпонкове з'єднання з буртиком та гайкою (рис. 9.12, б) використовується, як всередині, так і зовні редуктора.

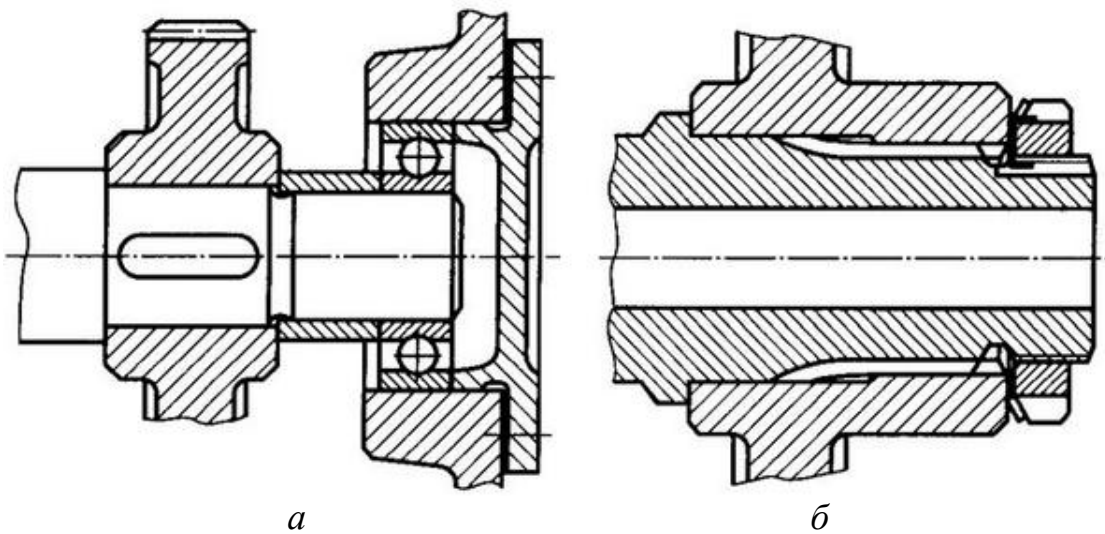


Рис. 9.12. Найпоширеніші способи фіксування деталей на валу між опорами

Способи фіксування наведені на рис. 9.12 мають просту конструкцію та дозволяють проводити збирання та розбирання вузла без застосування спеціального інструменту.

Однак, у особливих випадках для фіксування деталей (зубчастих коліс, шківів, зірочок, тощо) на валах застосовують елементи та конструкції, що наведені на рис. 9.13:

- а. конічні стягуючі кільця;
- б. посадка з натягом та упорним буртиком;
- в. посадка з натягом;
- г. втулка та кільце з внутрішніми шліцами;
- д. два на півкільця та втулка;
- е. врізна ригельна планка та шпонка з пазом;
- є. врізна ригельна планка;
- ж. конічна розрізна втулка зі шпонкою;
- з. установочний гвинт зі шпонкою.

Методи вказані на рис. 9.12 та 9.13 використовуються для фіксування деталей, що встановлюються між опорами валу.

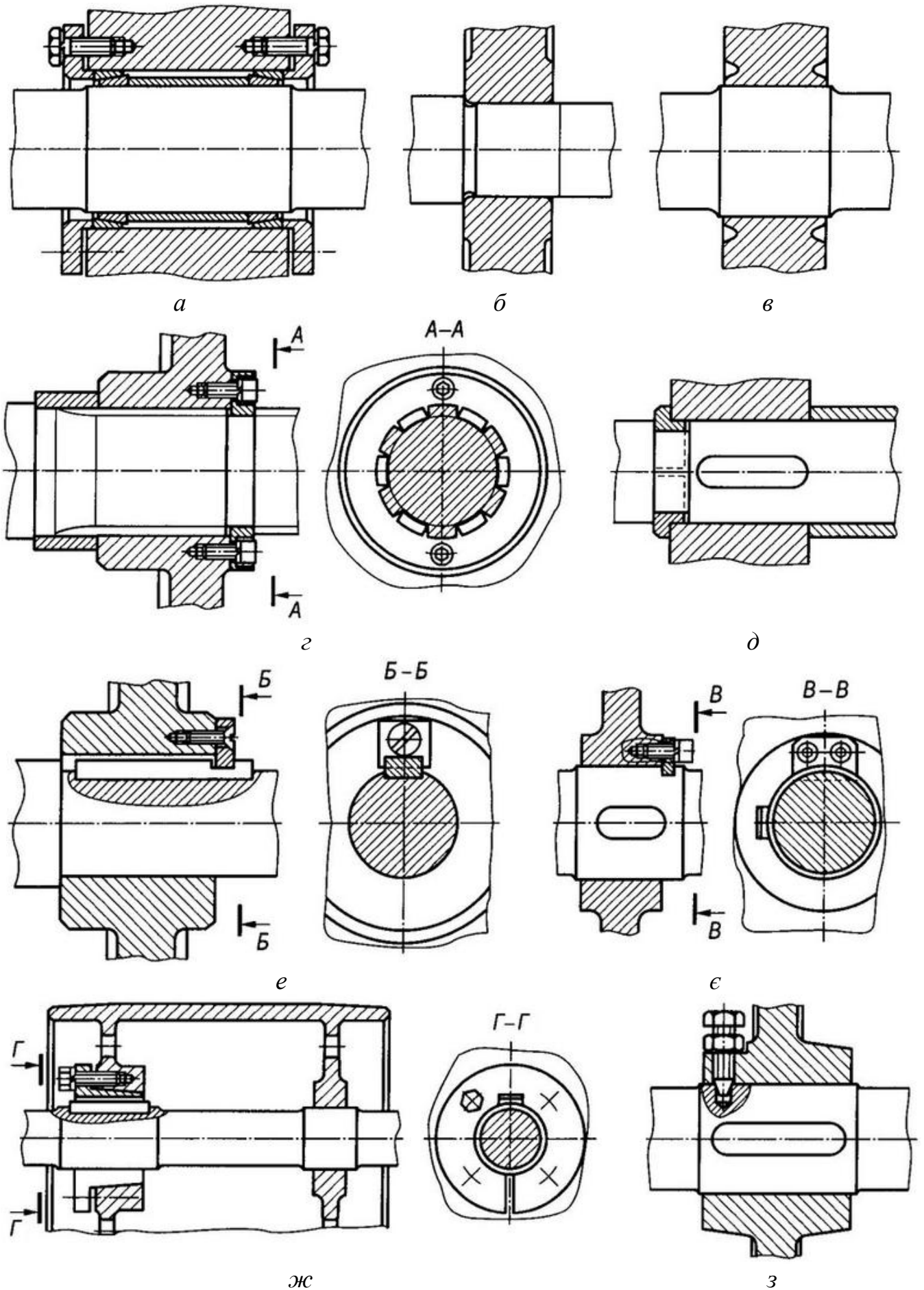


Рис. 9.13. Способи фіксування деталей на валу між опорами

На ведучому та веденому валах редуктора потрібно передбачити вихідні кінці з шпонковим або ж шліцьовим з'єднанням для встановлення шківів, зірочок, муфт, тощо. Вихідні кінці валів з шпонковим з'єднанням виконують циліндричної (додаток 27) або ж конічної форми з конусністю 1:10 (додаток 28). Вказаними стандартами передбачено діаметри вихідних кінців та їх довжини двох виконань – довгі та короткі. Також вказані стандарти передбачають виконання різьбових кінців для фіксації деталей на краю валу.

Для фіксування деталей (зубчастих коліс, шківів, зірочок, тощо) на вихідних консольних частинах валу найчастіше використовують наступні способи (рис. 9.14):

- а. шестигранна гайка та шайба з лапкою;
- б. шліцева гайка та стопорна багатолапчаста шайба;
- в. корончата гайка зі шплінтом;
- г. кінцева шайба з гвинтом та стопорною планкою.

Описані способи мають просту та надійну конструкцію, що дозволяє їх використовувати у різних галузях машинобудування.

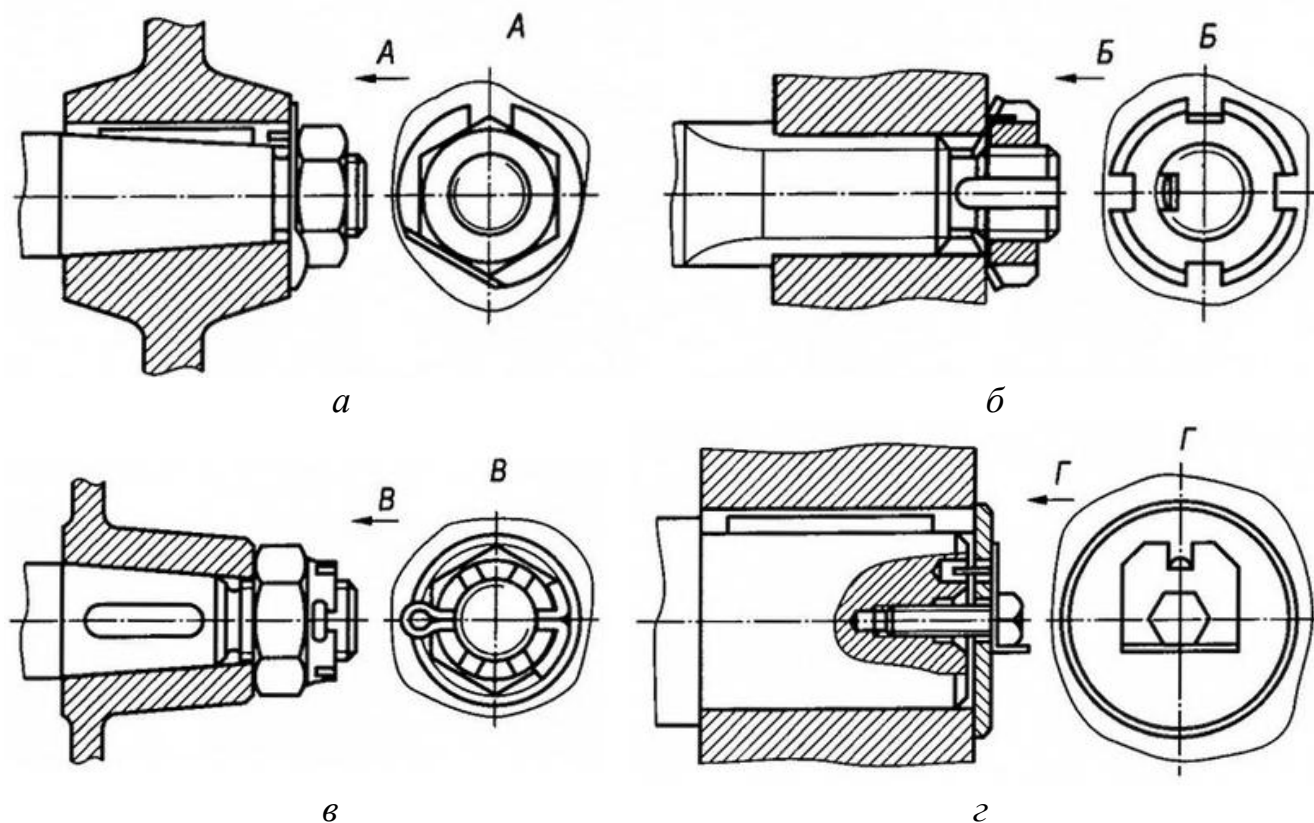


Рис. 9.14. Найпоширеніші способи фіксування деталей на консольній частині валу

У особливих випадках використовуються способи фіксування, що показані на рис. 9.15:

- а. кінцева шайба з двома гвинтами, що застопорені планкою або ж проволокою;
- б. конічний радіальний штифт;
- в. гайка з пластиковим кільцем;

- г. кінцева шайба з гвинтом, штифтом та стопорною шайбою;
- д. встановлювальний гвинт зі шпонкою;
- е. стопорне пружинне кільце;
- є. стяжні конусні кільця та шліцьова гайка з стопорною багатолапчастою шайбою.

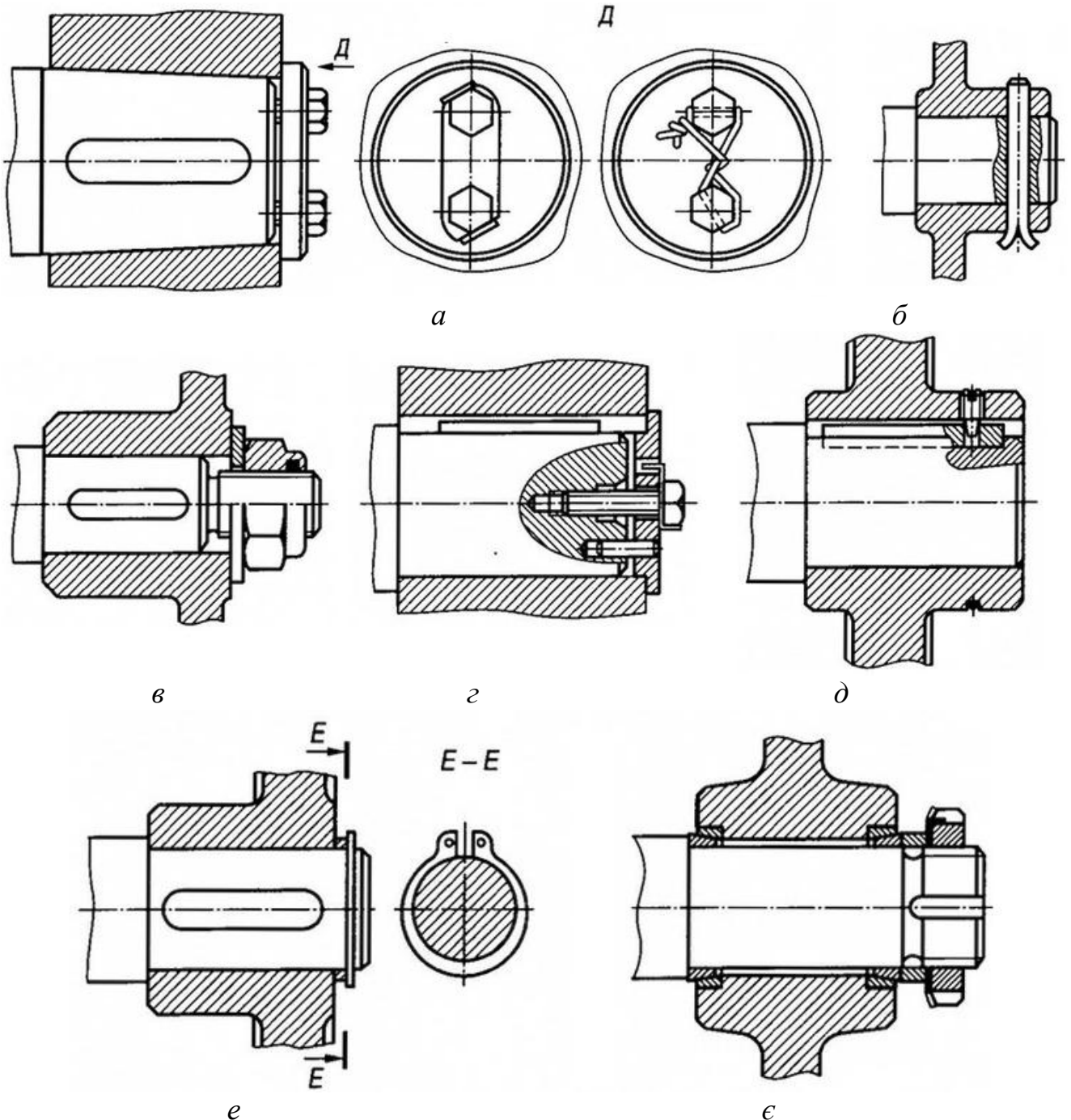


Рис. 9.15. Способи фіксування деталей на консольній частині валу

Вказані на рис. 9.15 способи фіксування, найчастіше використовуються при збільшеному діаметрі валу та короткій його консольній частині.

У випадку, якщо ведучий вал редуктора сполучений з двигуном за допомогою муфти, то для кінця валу в місці посадки муфти рекомендовано призначити

такий же самий діаметр, як у валу двигуна d_1 (додаток 2). Це полегшує виготовлення та монтаж самої муфти. Відстань між торцями валів двигуна та редуктора приймаються згідно конструкції муфти.

На вихідних кінцях ведучого та веденого валів редуктора потрібно передбачити упорний буртик для упору обертової деталі зовні редуктора. Рекомендовано забезпечити мінімальну відстань від нерухої деталі корпусу до обертової деталі встановленої на вал $10\text{мм} \leq k \leq 15\text{мм}$ (рис. 9.16).

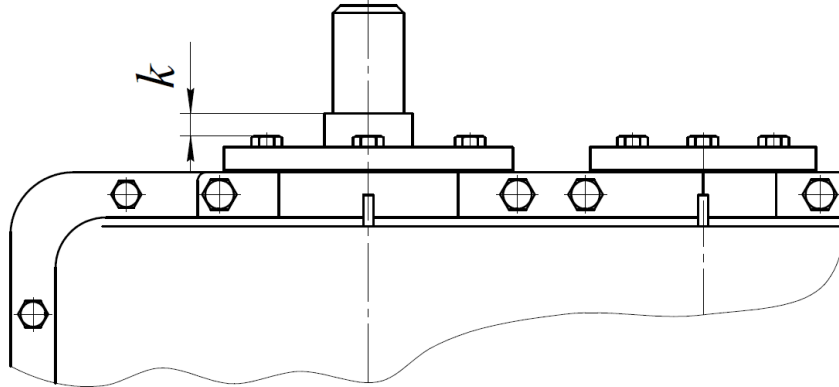


Рис. 9.16. Відстань між корпусом редуктора та обертовою деталлю

10. РОЗРАХУНОК ВАЛІВ

Здебільшого статичний розрахунок валів поділяється на етапи:

- визначення всіх зовнішніх сил та крутних моментів, що діють на вал від передач, встановлених на цьому валу;
- побудова епюр моментів згинаючих сил і крутних моментів;
- побудова епюри приведених моментів та визначення найбільш небезпечних перерізів валу;
- визначення діаметрів валу у небезпечних перерізах.

Основне навантаження на вали створюють зусилля, що діють в зубчастих та черв'ячних зачепленнях. Повне зусилля, що діє в зачепленні розподіляють на три складові сили за окремими координатними площинами: колову, радіальну та осьову. Вказані сили визначаються в залежності від типу передачі.

10.1. Визначення складових сил в зачепленні циліндричної зубчастої передачі

Зусилля, що діють в зачепленні циліндричної прямозубої (рис. 10.1, а) та косозубої (рис. 10.1, б) передач визначаються однаково.

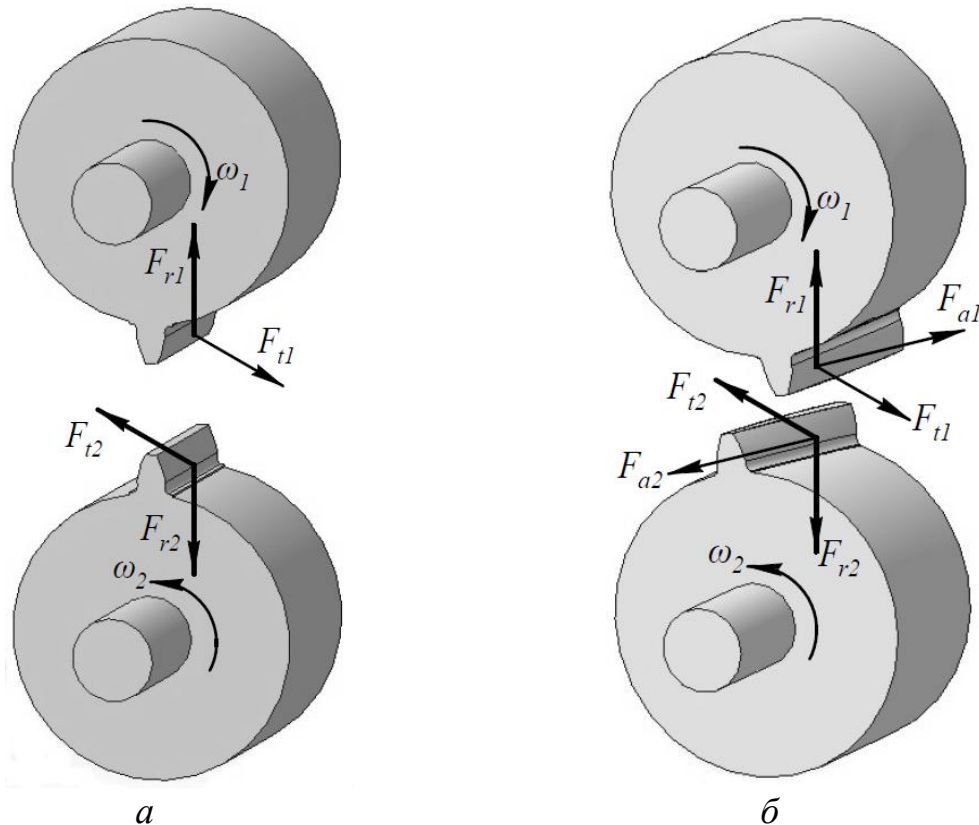


Рис. 10.1. Схема дії сил в зачепленні циліндричної прямозубої (а) і косозубої (б) передач

Колова сила в зачепленні циліндричної передачі, [Н]:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000T_1}{d_1}, \quad (10.1)$$

де T_1 – крутний момент на ведучому валу передачі, [Н·м];

d_1 – дільний діаметр ведучого колеса, визначається за (2.19), [мм].

Радіальна сила в зачепленні циліндричної передачі, [Н]:

$$F_r = F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \quad (10.2)$$

де α – кут зачеплення, при нормальному зачепленні приймається $\alpha = 20^\circ$;

β – кут нахилу зубців у циліндричній косозубій передачі, визначається за (2.17). В циліндричній прямозубій передачі $\beta = 0$.

Осьова сила в зачепленні циліндричної косозубої передачі, [Н]:

$$F_a = F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (10.3)$$

Осьова сила F_a в циліндричному прямозубому зачепленні відсутня.

Аналогічно за формулами (10.1, 10.2) визначаються сили у циліндричній прямозубій передачі з внутрішнім зачепленням.

10.2. Визначення складових сил в зачепленні конічної прямозубої передачі

В конічній прямозубій передачі (рис. 10.2) діють аналогічні зусилля. При цьому, вважається, що максимальне значення ці сили мають на колі з середнім дільним діаметром.

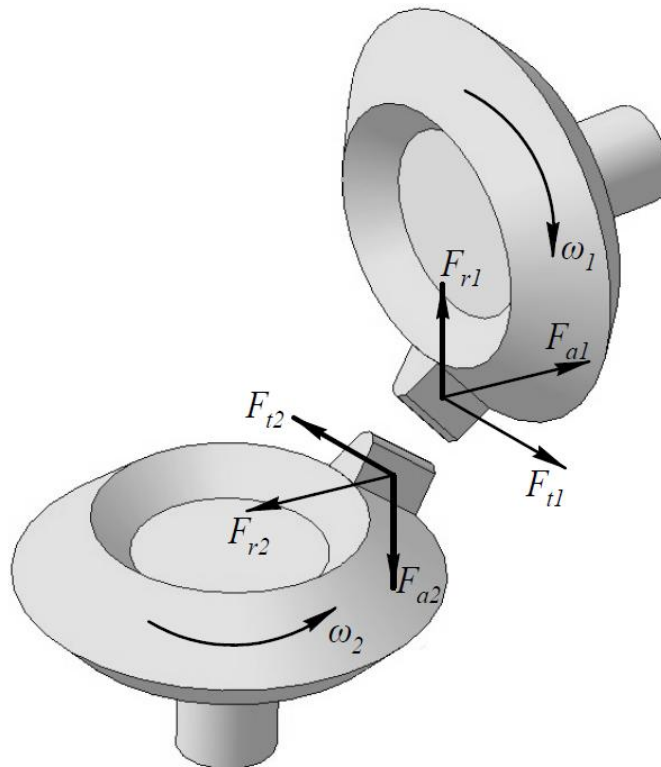


Рис. 10.2. Схема дії сил в зачепленні конічної прямозубої передачі

Колова сила в конічному прямозубому зачепленні, [Н]:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2000T_1}{d_{m1}}, \quad (10.4)$$

d_{m1} – середній дільний діаметр ведучого колеса, визначається за (3.19), [мм].

Радіальна сила в конічному прямозубому зачепленні, [Н]:

$$\begin{aligned} F_{r1} &= F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \\ F_{r2} &= F_{a1}, \end{aligned} \quad (10.5)$$

де δ_1 – кут ділильного конуса шестерні, визначається за (3.21).

Осьова сила в конічному прямозубому зачепленні, [Н]:

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1; \\ F_{a2} &= F_{r1}. \end{aligned} \quad (10.6)$$

10.3. Визначення складових сил в черв'ячному зачепленні

На рис. 10.3 наведено схему дії зусиль в черв'ячному зачепленні з циліндричним черв'яком.

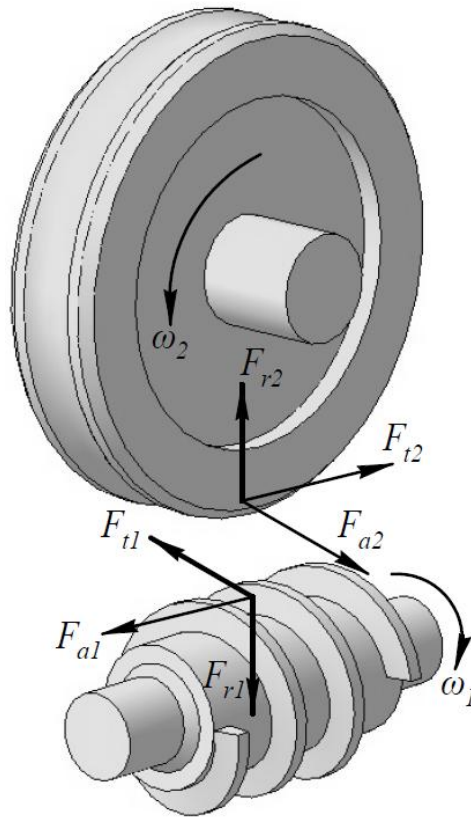


Рис. 10.3. Схема дії сил в черв'ячному зачепленні

Колова сила в черв'ячному зачепленні, [Н]:

$$\begin{aligned} F_{t1} &= \frac{2000T_1}{d_1}; \\ F_{t2} &= \frac{2000T_2}{d_2}. \end{aligned} \quad (10.7)$$

Радіальна сила в черв'ячному зачепленні, [Н]:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha. \quad (10.8)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут профілю в осьовому перерізі черв'яка.

Осьова сила в черв'ячному зачепленні, [Н]:

$$\begin{aligned} F_{a1} &= F_{t2}; \\ F_{a2} &= F_{t1}. \end{aligned} \quad (10.9)$$

10.4. Побудова епюр моментів згинаючих сил та крутних моментів

На основі конструкторського ескізу валу в зборі з елементами, що передають крутний момент (зубчасті колеса, шків, зірочки, тощо), будують розрахункову схему валу. На схемі вказують сам вал та елементи передач, що встановлені на ньому. Вказують розташування опор, а також відстані між всіма елементами. На схемі зображують всі сили, що діють на вал. При цьому, розрахункові сили та моменти, вважаються зосередженими і розташовуються посередині елементів на які вони діють. При такому припущенні похибка розрахунку лежить в допустимих межах.

Після побудови розрахункової схеми валу її розділяють на схему із силами, що діють у вертикальній площині Y та схему із силами, що діють у горизонтальній площині X . Вважається, що у вертикальній площині Y діють колові сили F_t , сили тиску пасів на вал Q , сили тиску ланцюга на вал R , а також реакції опор валу від дії вказаних сил – R_{AY} та R_{BY} . У горизонтальній площині X діють радіальні сили F_r , осьові сили F_a , а також реакції опор валу від дії вказаних сил – R_{AX} та R_{BX} .

При побудові епюр згинаючих моментів, осьова сила F_a замінюється зосередженим згинаючим моментом, [Н·м]:

$$M_C = F_a \frac{d}{2000}, \quad (10.10)$$

де d – дільний діаметр шестерні чи колеса в циліндричній косозубій передачі або ж червяка чи колеса в червячній передачі, [мм];

d_m – середній дільний діаметр шестерні чи колеса в конічній передачі, [мм].

Однак, слід враховувати, що у випадку встановлення на валу прямозубих циліндричних коліс осьова сила F_a , а відповідно і згинаючий момент M_C відсутні.

Після побудови розрахункових схем валу, визначаються реакції опор A та B у вертикальній та горизонтальній площинах. Вирази для визначення реакцій опор для різних розрахункових схем валів, приведених на рис. 10.4...10.12, наведено в табл. 10.1. Вказані вирази записані за статичними умовами рівноваги.

За розрахунковими схемами валів будують епюри згинаючих моментів у вертикальній площині M_Y та у горизонтальній площині M_X .

В залежності від розташування валу в редукторі, розміщення зубчастих коліс та підшипникових опор на ньому, епюри моментів згинаючих сил набувають різного вигляду (рис. 10.4...10.12).

Після цього, знаходять геометричну суму побудованих епюр згинаючих моментів M_Y та M_X . Геометрична сума знаходиться додаванням значень епюр M_Y та M_X в однойменних точках валу, [Н·м]:

$$M_{\text{сум}} = \sqrt{M_Y^2 + M_X^2}. \quad (10.11)$$

Таблиця 10.1. Вирази для визначення реакцій опор валів

Схема валу	Реакція опори А, Н	Реакція опори В, Н
10.4	$R_{AY} = \frac{F_t c}{b+c};$ $R_{AX} = \frac{F_r c + M_C}{b+c}$	$R_{BY} = F_t - R_{AY};$ $R_{BX} = F_r - R_{AX}$
10.5	$R_{AY} = \frac{F_t c + Q(R) \cdot (a+b+c)}{b+c};$ $R_{AX} = \frac{F_r c + M_C}{b+c}$	$R_{BY} = F_t + Q(R) - R_{AY};$ $R_{BX} = F_r - R_{AX}$
10.6	$R_{AY} = \frac{F_t c}{b};$ $R_{AX} = \frac{F_r c - M_C}{b}$	$R_{BY} = F_t + R_{AY};$ $R_{BX} = F_r + R_{AX}$
10.7	$R_{AY} = \frac{Q(R) \cdot (a+b) - F_t c}{b};$ $R_{AX} = \frac{F_r c - M_C}{b}$	$R_{BY} = Q(R) + F_t - R_{AY};$ $R_{BX} = F_r + R_{AX}$
10.8	$R_{AY} = \frac{F_t (c+2d)}{b+c+d};$ $R_{AX} = \frac{F_r (c+2d)}{b+c+d}$	$R_{BY} = 2F_t - R_{AY};$ $R_{BX} = 2F_r - R_{AX}$
10.9	$R_{AY} = \frac{F_t (c+2d) + Q(R) \cdot (a+b+c+d)}{b+c+d};$ $R_{AX} = \frac{F_r (c+2d)}{b+c+d}$	$R_{BY} = Q(R) + 2F_t - R_{AY};$ $R_{BX} = 2F_r - R_{AX}$
10.10	$R_{AY} = \frac{F_{t1}(b+c) - F_{t2}c}{a+b+c};$ $R_{AX} = \frac{F_{r1}(b+c) - F_{r2}c - M_{C1} - M_{C2}}{a+b+c}$	$R_{BY} = F_{t2} - F_{t1} + R_{AY};$ $R_{BX} = F_{r2} - F_{r1} + R_{AX}$
10.11	$R_{AY} = \frac{F_{t1}(a+b+c) - F_{t2}c}{b+c};$ $R_{AX} = \frac{F_{r1}(a+b+c) - F_{r2}c - M_{C1} - M_{C2}}{b+c}$	$R_{BY} = F_{t2} - F_{t1} + R_{AY};$ $R_{BX} = F_{r2} - F_{r1} + R_{AX}$
10.12	$R_{AY} = \frac{F_{t1}(b+c+2d) + F_{t2}(c+d)}{a+b+c+d};$ $R_{AX} = \frac{F_{r1}(b+c+2d) - F_{r2}(c+d)}{a+b+c+d}$	$R_{BY} = 2F_{t1} + F_{t2} - R_{AY};$ $R_{BX} = 2F_{r1} - F_{r2} - R_{AX}$

Побудову епюри крутних моментів T виконують з урахуванням передачі силового потоку вздовж валу, що розраховується. У ведучих та ведених валах редукторів крутний момент передається від одного краю валу до коліс, що встановлені на цьому валу. У проміжних валах крутний момент передається між колесами на валу. Тому, при побудові епюри крутних моментів T важливо правильно визначити ділянки валу, що беруть участь у передачі силового потоку.

Для побудови епюри приведених моментів визначають геометричну суму побудованих епюр $M_{\text{сум}}$ та T в однойменних точках валу, [Н·м]:

$$M_{np} = \sqrt{M_{\text{сум}}^2 + \alpha T^2}, \quad (10.12)$$

де α – коефіцієнт, що враховує різницю між циклами напружень згину та циклами напружень кручення. В передачах, що допускають реверсування приймають $\alpha=1$.

Після побудови епюри M_{np} , на ній визначають одну або кілька точок валу з максимальними значеннями. Здебільшого такими точками є місця встановлення зубчастих коліс на валу та підшипникові вузли при консольному встановленні зубчастих коліс.

За цими значеннями визначають розрахунковий діаметр валу у визначених критичних перерізах, [мм]:

$$d = 10^3 \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1[\sigma_{32}]}}, \quad (10.13)$$

$[\sigma_{32}]$ – допустиме умовне напруження сталевого валу при згині, [МПа].

Допустиме умовне напруження сталевого валу при згині визначається з урахуванням межі витривалості сталей при згині σ_{-1} (додаток 25). При цьому, значення $[\sigma_{32}]$ залежить від діаметру валу d , що визначений раніше за виразом 9.1 (табл. 10.2).

Таблиця 10.2. Допустиме умовне напруження сталевого валу при згині

Діаметр валу d , мм	$[\sigma_{32}]$, МПа
$d \leq 30$	$0,2\sigma_{-1}$
$30 < d \leq 55$	$0,3\sigma_{-1}$
$55 < d$	$0,4\sigma_{-1}$

На рис. 10.4 та рис. 10.5 наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{\text{сум}}$ і M_{np} для ведучих або ж ведених валів з вільним консольним кінцем, а саме:

- ведучий або ж ведений вал редуктора з циліндричним зубчастим колесом;
- ведучий або ж ведений вал редуктора з конічним зубчастим колесом;
- ведучий вал черв'ячного або черв'ячно-циліндричного редуктора;
- ведений вал редуктора з черв'ячним колесом.

Особливістю побудови епюр моментів згинаючих сил та крутних моментів для розрахункових схем показаних на рис. 10.5 є наявність сили Q або R . Ця сила виникає при встановленні на консольний кінець валу шків пасової передачі або ж зірочки ланцюгової передачі.

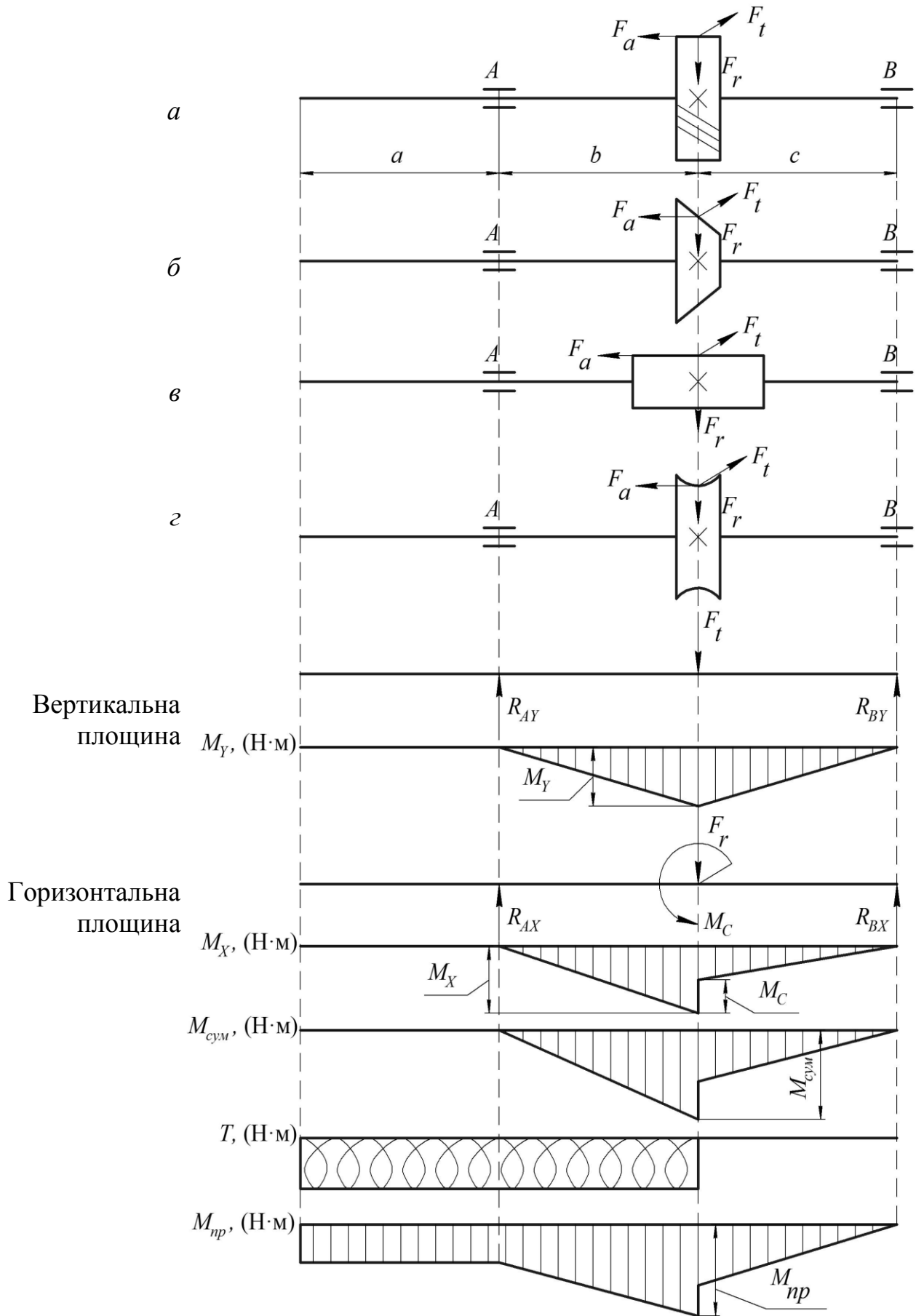


Рис. 10.4. Ведучий або ж ведений вал передачі

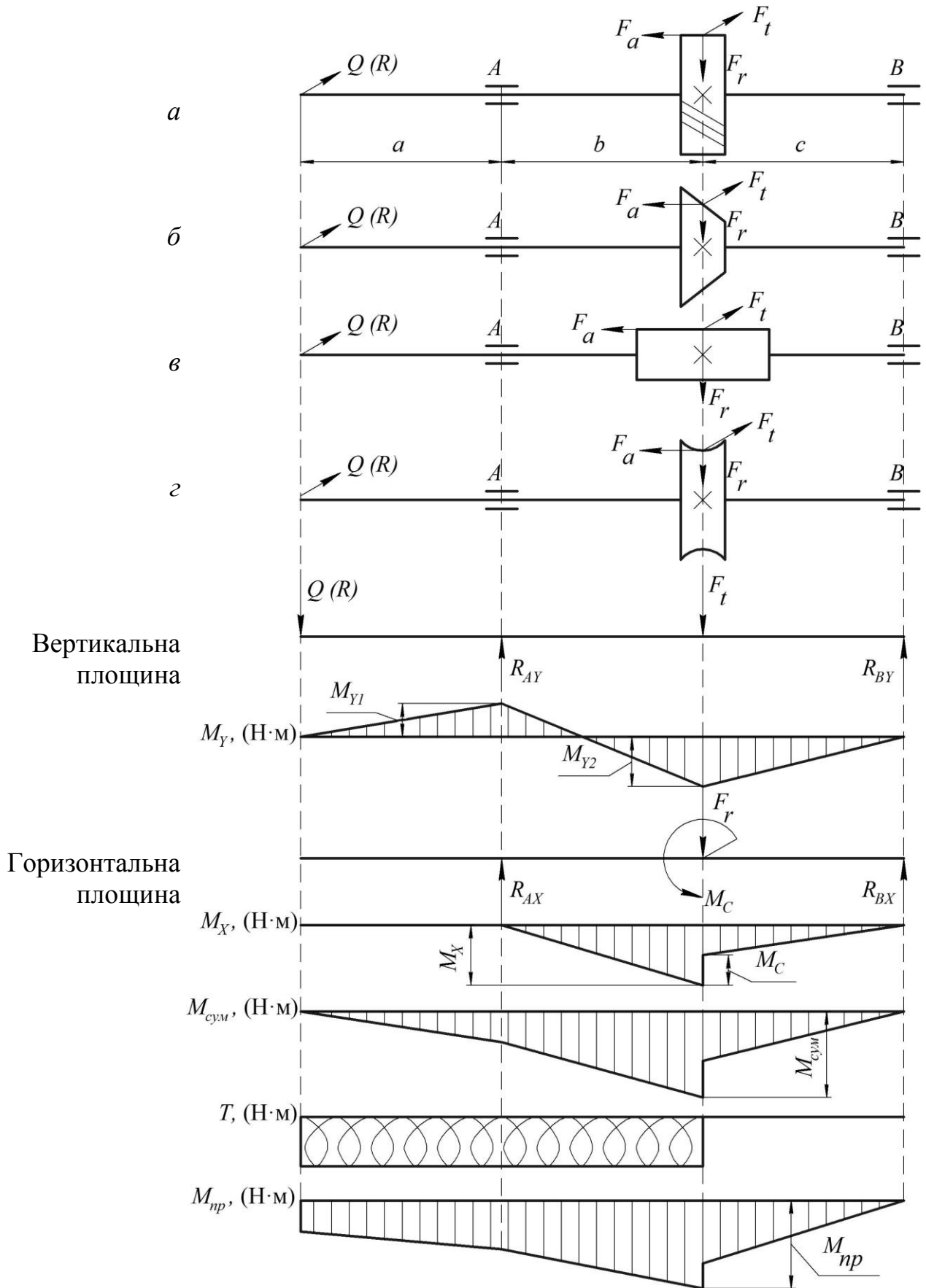


Рис. 10.5. Ведучий або ж ведений вал передачі, що навантажений зусиллям від пасової чи ланцюгової передачі

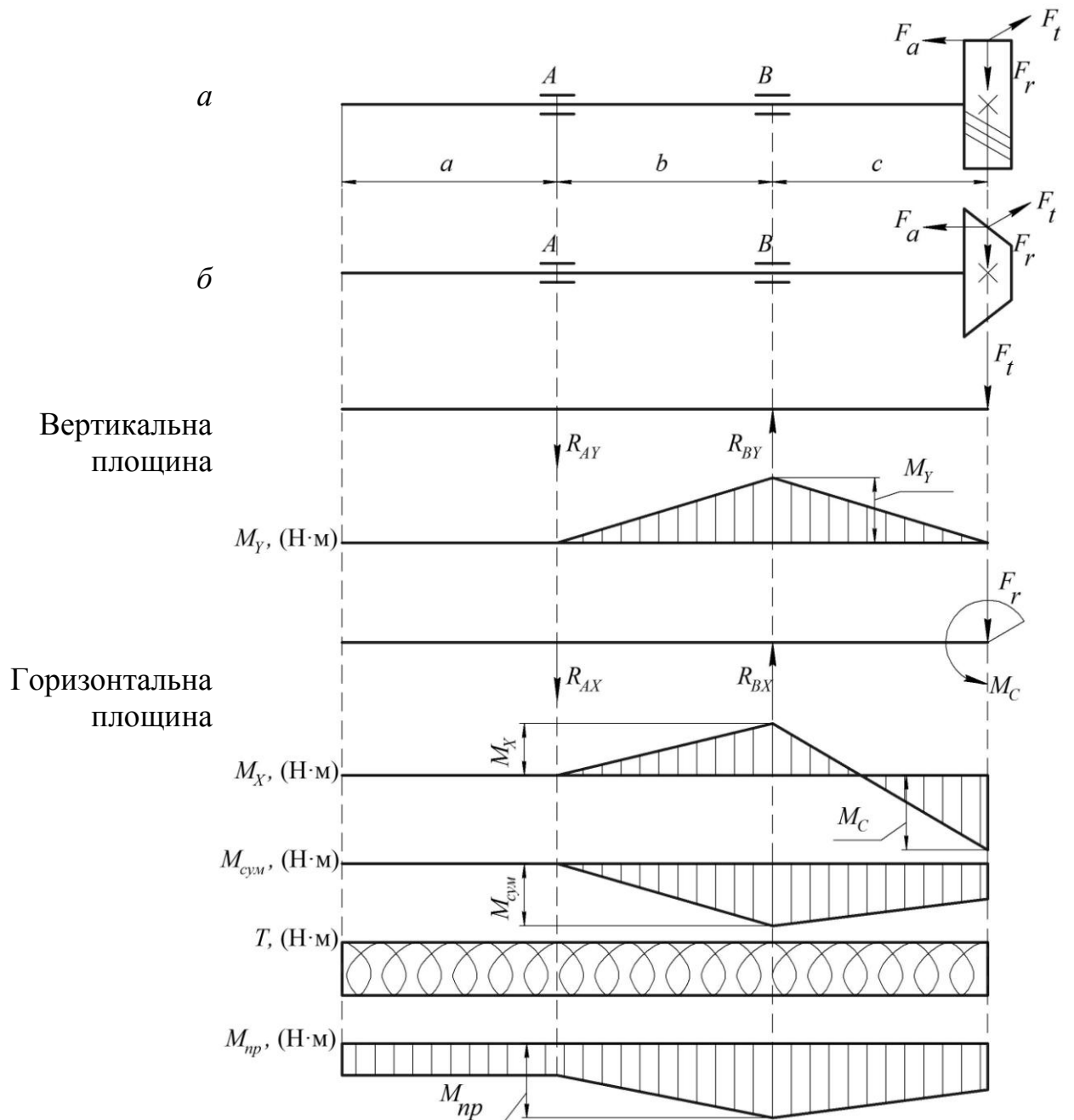


Рис. 10.6. Ведучий вал передачі з консольним розташуванням зубчастого колеса

На рис. 10.6 та рис. 10.7 наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{\text{сум}}$ і M_{np} для ведучих валів з колесом, що встановлене на консолі та вільним консольним кінцем, а саме:

- а. ведучий вал редуктора з циліндричним зубчастим колесом;
- б. ведучий вал редуктора з конічним зубчастим колесом.

Схема валу, що наведена на рис. 10.7 відрізняється від схеми на рис. 10.6 наявністю сили Q чи R , що прикладена до консольного кінця валу.

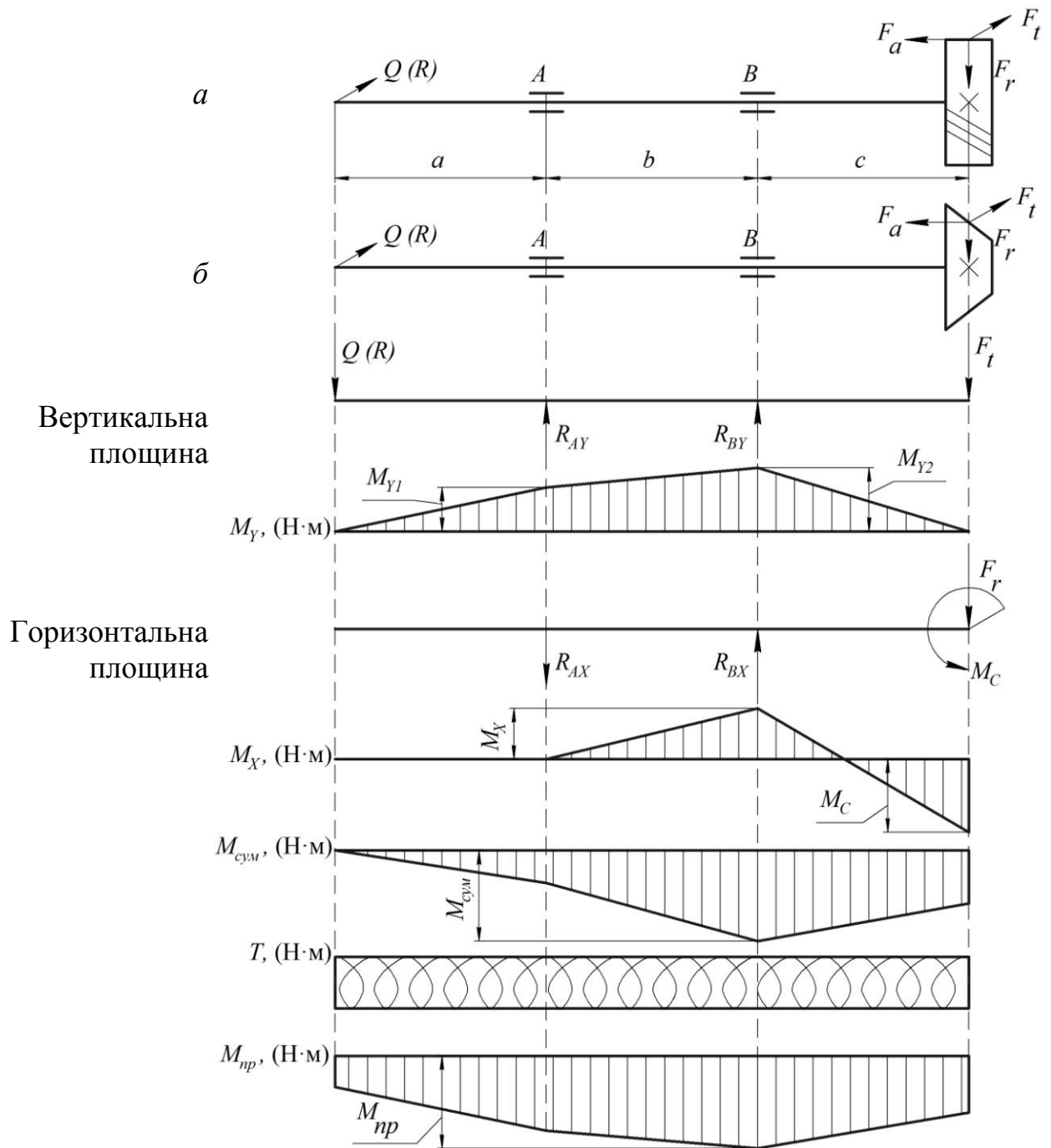


Рис. 10.7. Ведучий вал передачі з консольним розташуванням зубчастого колеса, що навантажений зусиллям від пасової чи ланцюгової передачі

На рис. 10.8 та рис. 10.9 наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{\text{сум}}$ і $M_{\text{пр}}$ для ведучих або ж ведених валів з шевронним зубчастим колесом та вільним консольним кінцем. При побудові епюри крутних моментів T , потрібно враховувати, що загальний крутний момент однаково розподіляється між двома шестернями.

Порядок побудови епюр показаний на рис. 10.9, відрізняється від порядку показаного на рис. 10.8 наявністю сили Q або R , що прикладена на консольному кінці валу.

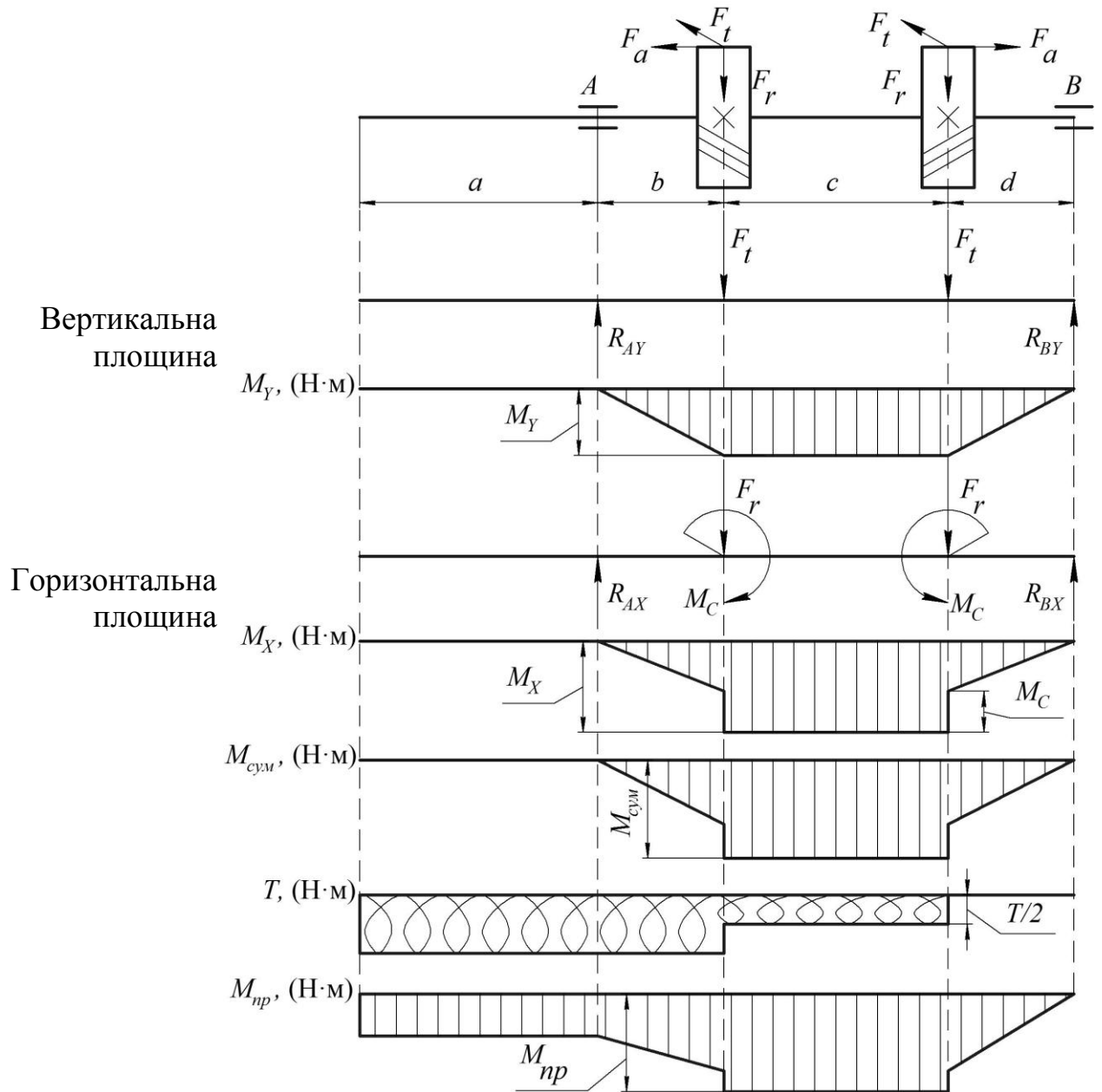


Рис. 10.8. Ведучий або ж ведений вал передачі з шевронним зубчастим колесом

На рис. 10.10 наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{сум}$ і $M_{пр}$ для проміжних валів редуктора, а саме:

- проміжний вал двоступеневого циліндричного редуктора;
- проміжний вал конічно-циліндричного редуктора;
- проміжний вал циліндрично-черв'ячного редуктора;
- проміжний вал черв'ячно-циліндричного редуктора.

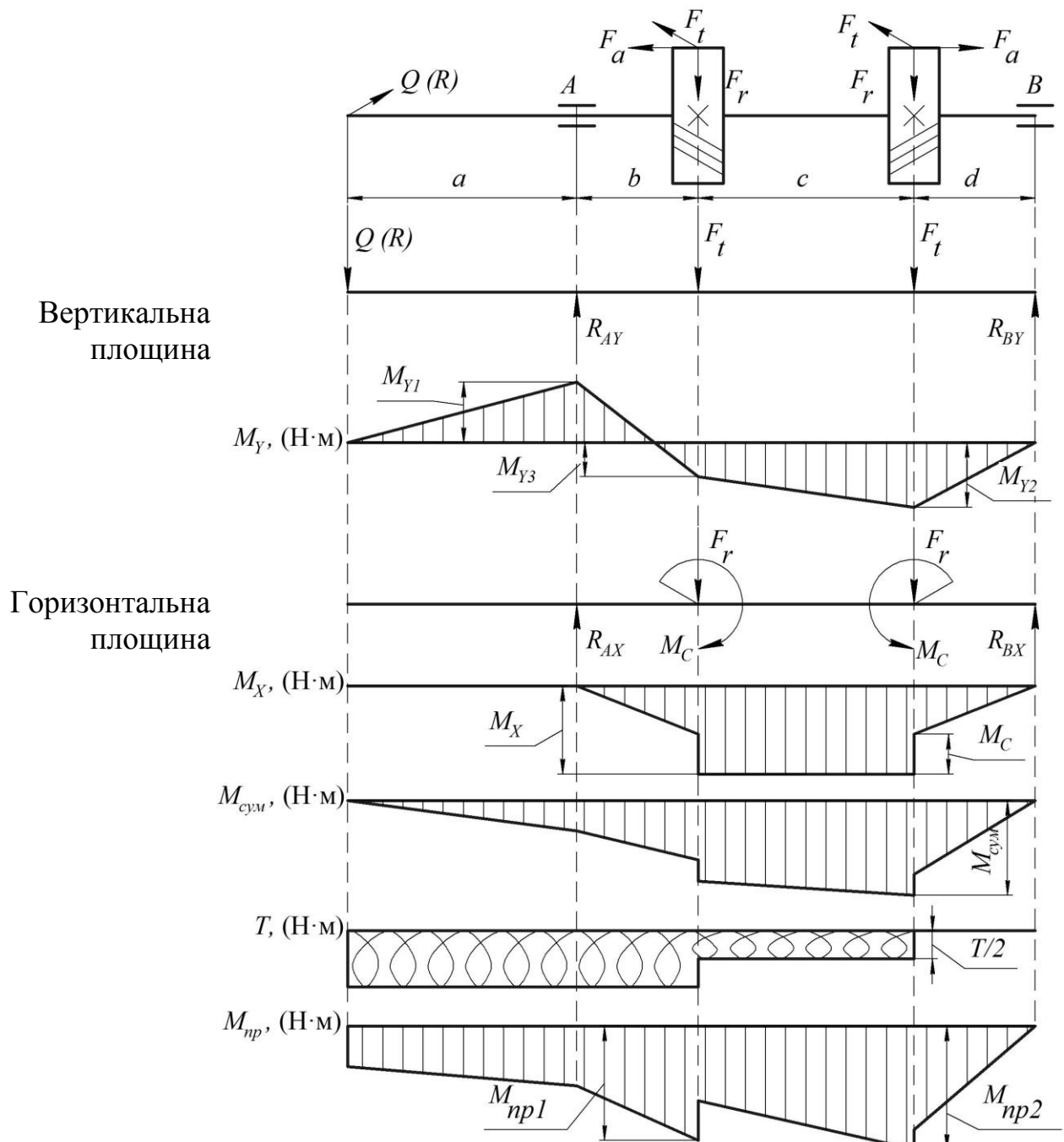


Рис. 10.9. Ведучий або ж ведений вал передачі з шевронним зубчастим колесом, що навантажений зусиллям від пасової чи ланцюгової передачі

На рис. 10.11 наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{\text{сум}}$ і M_{np} для проміжного валу редуктора з консольним розташуванням зубчастого колеса, а саме:

- а. проміжний вал двоступеневого циліндричного редуктора;
- б. проміжний вал циліндрично-черв'ячного редуктора;
- в. проміжний вал черв'ячно-циліндричного редуктора.

На рис. 10.12. наведено порядок побудови епюр моментів згинаючих сил, крутних моментів та розрахункових епюр $M_{\text{сум}}$ і M_{np} для проміжного валу двоступінчастого редуктора з шевронною зубчастою передачею.

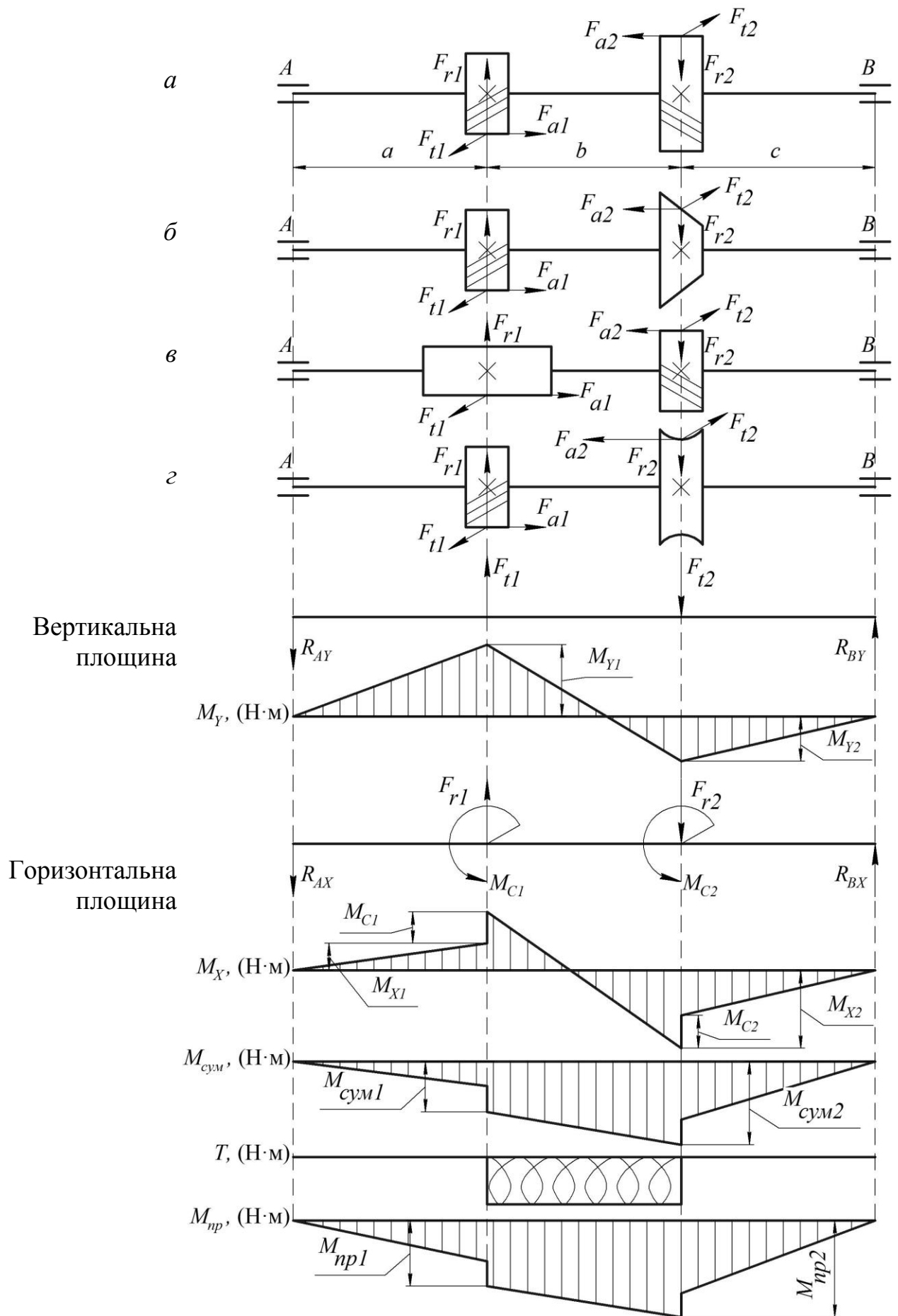


Рис. 10.10. Проміжний вал двоступінчастого редуктора

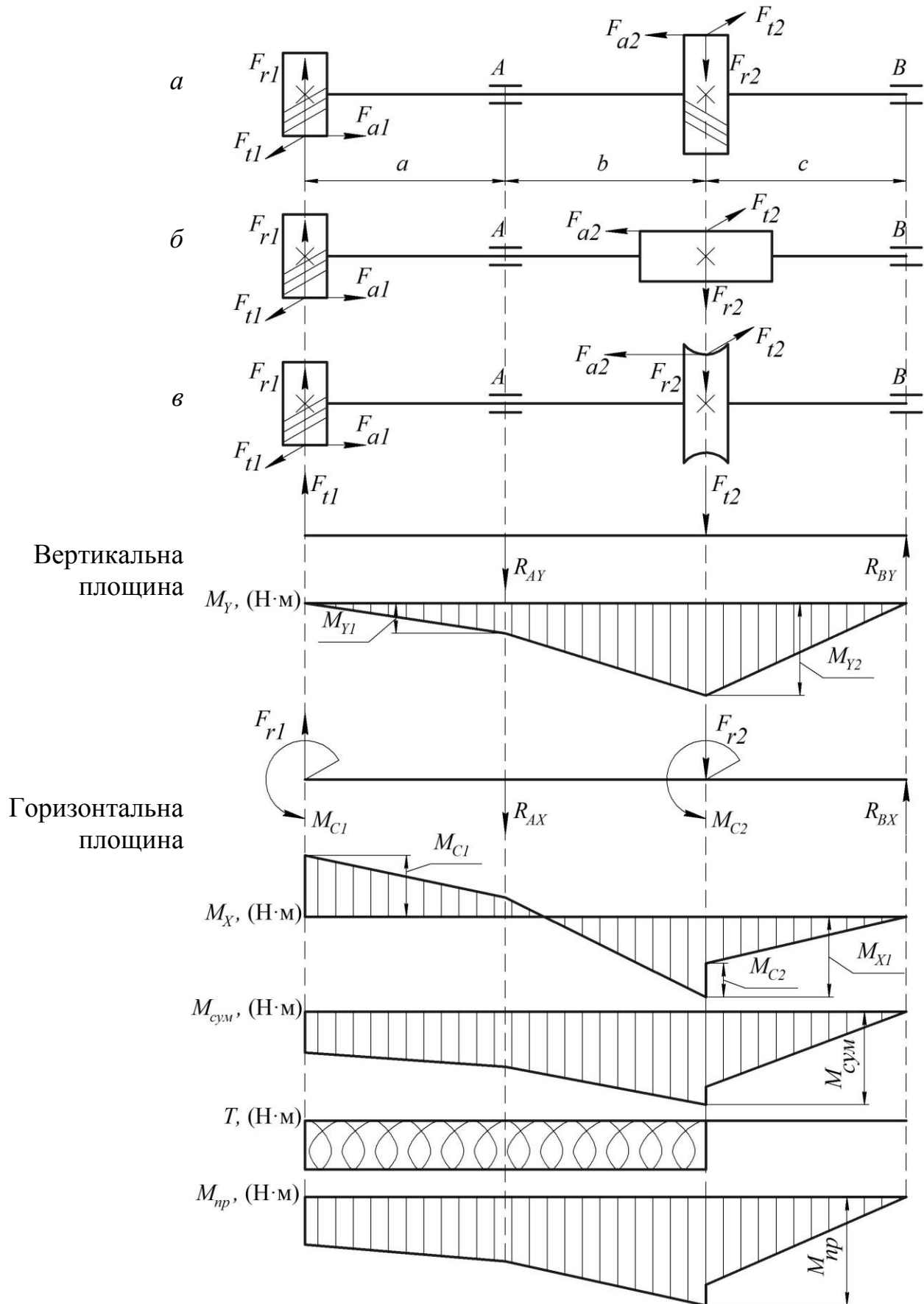


Рис. 10.11. Проміжний вал двоступінчастого редуктора з консольним розташуванням зубчастого колеса

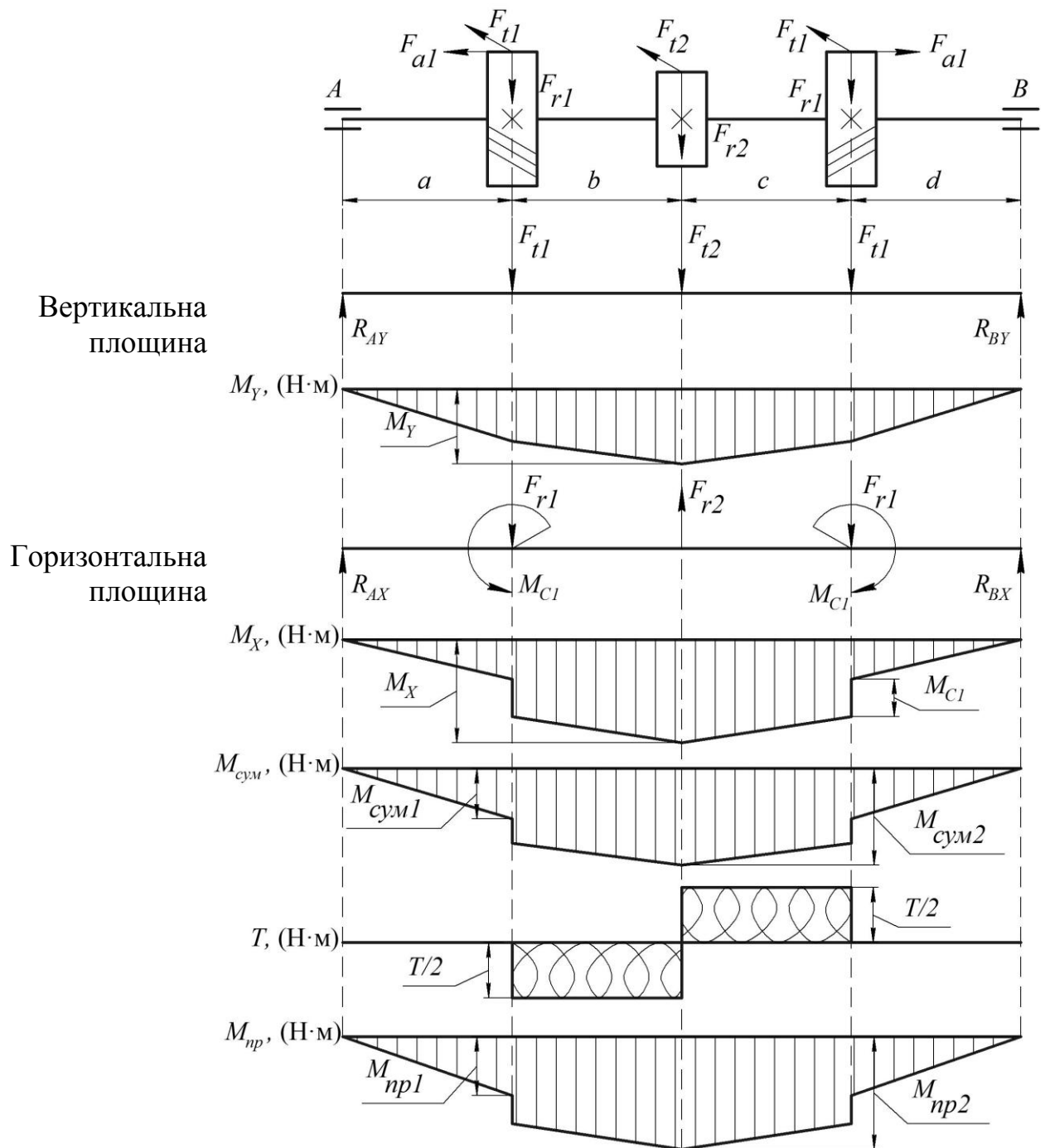


Рис. 10.12. Проміжний вал двоступінчастого редуктора з шевронною зубчастою передачею

Розрахункове значення діаметру валу, що визначене за формулою (10.13) порівнюють зі значенням діаметру валу, що визначене на початковому етапі проектування валу (9.1). У випадку, якщо при ескізному проектуванні діаметр валу у небезпечних перерізах менший, ніж визначений за (10.13), то діаметр шийок валу або ж його конструкцію змінюють з урахуванням змінених розмірів.

Окрім того, в перерізах валу з послаблювальними елементами – шпонкові канавки, виточки, поперечні отвори, тощо (рис. 10.13) збільшують діаметр на 15%, що дозволить зменшити концентрацію напружень у цих місцях.

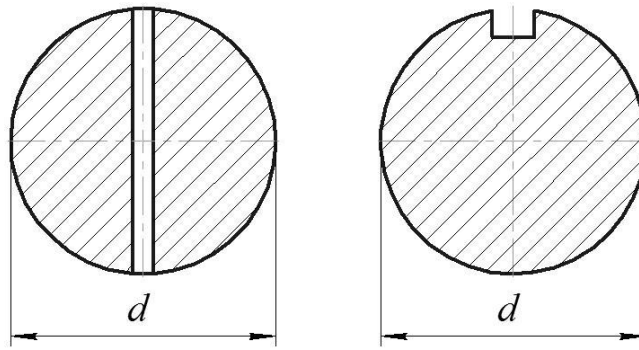


Рис. 10.13. Перерізи валу з послаблювальними елементами

Остаточно прийняті діаметри валу у всіх перерізах рекомендовано узгодити з рядом нормальних лінійних розмірів (додаток 5). Хоча у сучасному загальному машинобудуванні допускається застосування розмірів, що відрізняються від загальноприйнятих.

Після проведення розрахунку валів заповнюється зведена таблиця реакцій у опорах валу (табл. 10.3). Ці зусилля характеризують навантаження на підшипники в яких встановлений вал.

Таблиця 10.3. Реакції опор валу

Найменування валу редуктора	Вертикальна площина		Горизонталь- на площина	
	R_{AY}	R_{BY}	R_{AX}	R_{BX}
Ведучий	R_{AY}	R_{BY}	R_{AX}	R_{BX}
Проміжний	R_{AY}	R_{BY}	R_{AX}	R_{BX}
Ведений	R_{AY}	R_{BY}	R_{AX}	R_{BX}

11. РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

При виконанні компоновання редуктора, підшипники вже було обрано за посадочним діаметром валу та видом навантаження. Тому, подальший розрахунок полягає у перевірці раніше обраних підшипників (підрозділ 9.1) та уточненні їх серій.

Спочатку визначають сумарне радіальне навантаження окремо в опорі A та опорі B валу, [Н]:

$$\begin{aligned} F_{rA} &= \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}; \\ F_{rB} &= \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}, \end{aligned} \quad (11.1)$$

де $R_{AX}, R_{BX}, R_{AY}, R_{BY}$ – горизонтальна та вертикальна складова реакцій опор, відповідно, в точках A та B . Числові значення цих навантажень визначаються при побудові епюр згинаючих моментів в обох площинах (табл. 10.1) та зведені в (табл. 10.3).

Зазвичай, перевірку підшипника виконують у більш навантаженій опорі, тобто тій, що має більше значення F_r . Крім того, при розрахунках враховується осьове навантаження F_a .

Дію навантажень F_r та F_a замінюють еквівалентним динамічним навантаженням P . Для кожного типу підшипника значення P визначається за окремою формулою (табл. 11.1).

Таблиця 11.1. Формули визначення еквівалентного динамічного навантаження P

Тип підшипника	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$	$\frac{F_a}{VF_r} > e$
Радіальний кульковий	$P = VF_r K_B K_T$	$P = (0,56VF_r + YF_a) K_B K_T$
Радіальний сферичний двошрядний	$P = (XVF_r + YF_a) K_B K_T$	
Радіальний з короткими циліндричними роликами	$P = VF_r K_B K_T$	
Радіально-упорний кульковий	$P = VF_r K_B K_T$	$P = (XVF_r + YF_a) K_B K_T$
Конічний роликовий	$P = VF_r K_B K_T$	$P = (0,4VF_r + YF_a) K_B K_T$
Упорний	$P = F_a K_B K_T$	

У формулах з табл. 11.1 прийнято наступні позначення:

V – коефіцієнт обертання. $V=1$ – у випадку обертання внутрішнього кільця, $V=1,2$ – у випадку обертання зовнішнього кільця підшипника;

K_B – коефіцієнт безпеки враховує запас стійкості підшипника. Обирається відповідно до умов роботи за табл. 11.2;

K_T – температурний коефіцієнт. Обирається відповідно до робочої температури редуктора чи механізму за табл. 11.3. Нормальною робочою температурою масла в редукторі з циліндричною або конічною зубчастою передачею вважається тем-

пература, що не перевищує 70°C . В редукторах з черв'ячною передачею допускається нагрівання масла до 110°C ;

X , Y – коефіцієнти радіального та осевого навантаження відповідно. Значення коефіцієнтів можна приймати за каталогом для вибраного підшипника або ж за зведеною таблицею (додаток 29).

Таблиця 11.2. Значення коефіцієнта безпеки K_B

Характер навантаження	Приклади застосування	K_B
Спокійне, без поштовхів	Ролики стрічкових конвеєрів, приводи малої потужності	1
Легкі поштовхи, короточасні перевантаження до 125%	Зубчасті передачі зі ступенем точності 6, металорізальні верстати, блоки, електродвигуни потужністю до 12 кВт, вентилятори	1...1,2
Помірні поштовхи, вібрація, короточасні перевантаження до 150%	Зубчасті передачі зі ступенем точності 7-8, редуктори всіх конструкцій	1,3...1,5
Помірні поштовхи, вібрація, короточасні перевантаження до 150% в умовах підвищеної надійності	Центрифуги, потужні електродвигуни, генератори	1,5...1,8
Значні поштовхи, короточасні перевантаження до 200%	Зубчасті передачі зі ступенем точності 9, дробарки, кривошипно-шатунні механізми	1,9...2,4
Сильні удари, короточасні перевантаження до 300%	Пилорами, преси, валки прокатних станів	2,5...3

Таблиця 11.3. Значення температурного коефіцієнта K_T

Робоча температура, $^{\circ}\text{C}$	до 100	125	150	175	200	225	250	300	350
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40	1,60	2,00

Номінальна довговічність підшипника, [млн. об.]:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p, \quad (11.2)$$

де p – показник степеня. Для кулькових підшипників – $p=3$, для роликових підшипників – $p=10/3$.

Номінальну довговічність підшипника перераховують в тривалість роботи підшипника при вказаному навантаженні за формулою, [год]:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}, \quad (11.3)$$

де n – частота обертання кільця підшипника, $[\text{хв}^{-1}]$.

У випадку, якщо отримана тривалість роботи підшипника менша від гарантованого терміну роботи приводу (вказаний у завданні до проекту), то потрібно обрати підшипник більшої серії того ж діаметру, і заново провести перевірений розрахунок.

12. РОЗРАХУНОК ШПОНКОВИХ І ШЛІЦЬОВИХ З'ЄДНАНЬ

В приводах та редукторах для закріплення зубчастих коліс, муфт, шківів на валах здебільшого застосовують ненапружені призматичні шпонки. Однак, призматичні шпонки не фіксують деталь на валу в осьовому напрямку, тому для фіксації вал виконують ступінчастим і встановлюють упорні кільця, дистанційні втулки, пружинні кільця, тощо.

Для закріплення деталей, що встановлюються на краю валу використовують клинові шпонки, які виготовляються з ухилом верхньої робочої грані 1:100. При складанні (забиванні) клинові шпонки спричиняють радіальне зміщення маточини відносно валу. Клинові шпонки фіксують деталь від переміщення вздовж валу.

В загальному машинобудуванні шпонки виготовляють зі сталей: Ст. 5; Ст. 6; сталі 45, 50, 55.

У вузлах, які потребують частого розбирання чи переміщення деталей вздовж валу використовують шліцьові з'єднання. Порівняно зі шпонковими, ці з'єднання мають більшу несучу здатність та створюють меншу концентрацію напружень у валах.

12.1. Розрахунок призматичних шпонкових з'єднань

За ГОСТ 10748-79 виготовляють призматичні шпонки трьох виконань (рис. 12.1). Найчастіше використовують призматичні шпонки першого виконання (а). Шпонки третього виконання (в) застосовуються надзвичайно рідко.

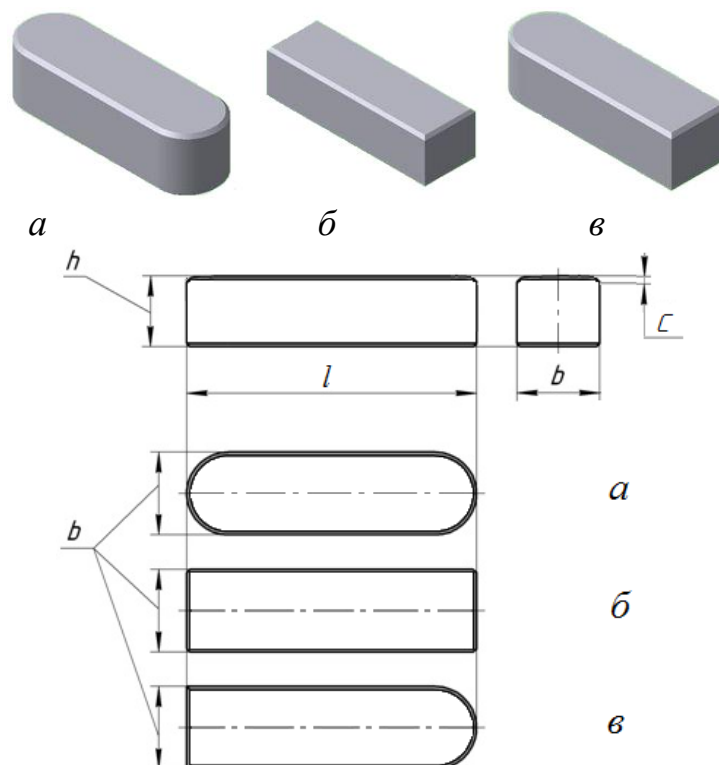


Рис. 12.1. Зовнішній вигляд та розміри призматичних шпонок:
а. виконання 1; б. виконання 2; в. виконання 3

Призматичні шпонки характеризуються наступними розмірами: l – довжина; b – ширина; h – висота; c – фаска.

Крім того, ці шпонки характеризуються робочою довжиною, [мм]:

$$- \text{виконання 1 } l_p = l - b; \quad (12.1)$$

$$- \text{виконання 2 } l_p = l; \quad (12.2)$$

$$- \text{виконання 3 } l_p = l - 0,5b. \quad (12.3)$$

Призматичні шпонки обираються за діаметром валу d у місці встановлення деталі у відповідності з додатком 30. Довжина шпонки не повинна перевищувати довжини маточини деталі, яка встановлена на валу.

Робочими поверхнями призматичних шпонок є бічні грані і такі шпонки вставляються в паз валу з невеликим натягом. Тому, перевірку призматичних шпонок виконують з умови міцності шпонки і країв шпонкового пазу на зминання та з умови міцності шпонки на зріз.

При перевірці на зминання повинна виконуватися наступна умова, [МПа]:

$$\sigma_{зм} = \frac{2000T}{zdl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (12.4)$$

де T – крутний момент на валу, [Н·м];

z – кількість шпонок у з'єднанні;

d – діаметр валу у місці встановлення шпонки, [мм];

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження матеріалу шпонки на зминання (табл. 12.1), [МПа].

Таблиця 12.1. Допустиме напруження матеріалу шпонки на зминання

Умови роботи	$[\sigma_{зм}]$, МПа
Безперервна робота редуктора під повним навантаженням	50...90
Непостійна робота редуктора при середньому навантаженні	130...180
Робота редуктора при статичних граничних перевантаженнях	230...260
Редуктори з неметалевими зубчастими колесами при середньому навантаженні	20
Рухомі шпонкові з'єднання з незагартованими поверхнями тертя	20...50

Якщо умова (12.4) не виконується, то в одному перерізі встановлюють дві (під кутом 180°), три (під кутом 120°) або ж чотири (під кутом 90°) однакові шпонки, і перевірку виконують знову. Однак, встановлювати більше двох шпонок не рекомендують, оскільки при цьому суттєво ускладнюється збирання вузла.

При перевірці на зріз повинна виконуватися наступна умова, [МПа]:

$$\tau_{зр} = \frac{2000T}{zdbl_p} \leq [\tau_{зр}], \quad (12.5)$$

де $[\tau_{зр}] = 70...100$ МПа – допустиме напруження матеріалу шпонки на зріз.

12.2. Розрахунок клинових шпонкових з'єднань

За ГОСТ 24068-80 виготовляють клинові шпонки чотирьох виконань (рис. 12.2). Найчастіше використовують клинові шпонки першого (а) та третього виконання (в).

Клинові шпонки характеризуються наступними розмірами: l – довжина; b – ширина; h – висота; h_1 – висота головки при виконанні 1; c – фаска.

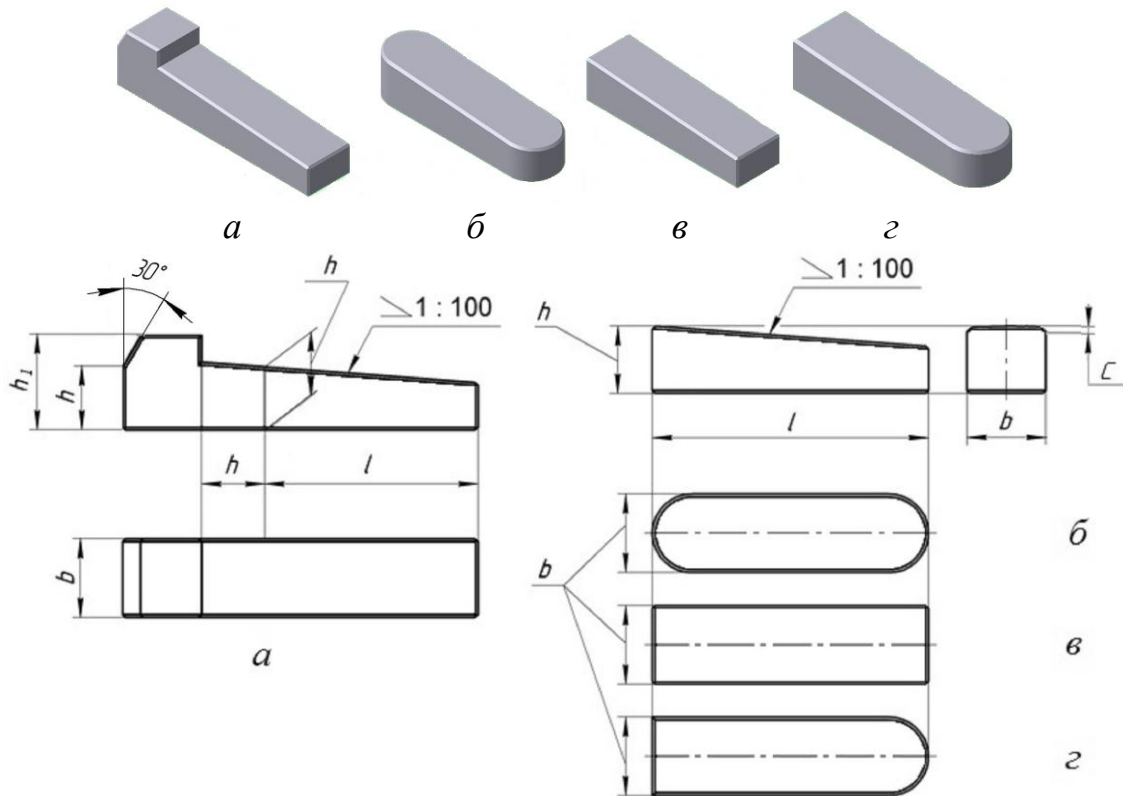


Рис. 12.2. Зовнішній вигляд та розміри клинових шпонок: а. виконання 1; б. виконання 2; в. виконання 3; г. виконання 4

Клинові шпонки обираються за діаметром валу d у місці встановлення деталі у відповідності з додатком 30. Довжина шпонки не повинна перевищувати довжини маточини деталі, яка встановлена на валу.

Робочими поверхнями клинових шпонок є широкі грані, що прилягають до площини пазів на валу та маточині.

Тому, перевірку клинових шпонок виконують з умови міцності шпонки і країв шпонкового пазу на зминання. При цьому, повинна виконуватися наступна умова, [МПа]:

$$\sigma_{зм} = \frac{12000T}{zbl(b + 6fd)} \leq [\sigma_{зм}], \quad (12.6)$$

де z – кількість шпонок у з'єднанні;

$f=0,15 \dots 0,2$ – коефіцієнт тертя між шпонкою і посадженою деталлю;

d – діаметр валу у місці встановлення шпонки, [мм];

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження матеріалу шпонки на зминання, [МПа]. Оскільки, клинова шпонка є попередньо-напруженою, то значення $[\sigma_{зм}]$ приймається меншим в 1,4...1,6 рази меншим від вказаного в табл. 12.1.

Якщо умова (12.6) не виконується, то в одному перерізі встановлюють дві однакові клинові шпонки під кутом 120° , і перевірку виконують знову.

12.3. Розрахунок шліцьових з'єднань

В залежності від форми профілю зубців відрізняють з'єднання з прямобічним, евольвентним та трикутним профілем. Найбільш поширеним є прямобічне шліцьове з'єднання за ГОСТ 1139-80. Це пов'язано з високою несучою здатністю, простотою виготовлення, можливістю застосування в нерухомих та рухомих з'єднаннях.

Прямобічні шліцьові з'єднання виготовляють трьох серій: легкої, середньої та важкої (додаток 31). Легка серія використовується для нерухомих низько навантажених з'єднань. Середня серія для помірно навантажених з'єднань. Важка серія для рухомих навантажених з'єднань

Існує три способи центрування цих з'єднань (рис. 12.3): за зовнішнім діаметром D (а), за внутрішнім діаметром d (б), по ширині зубця b (в).

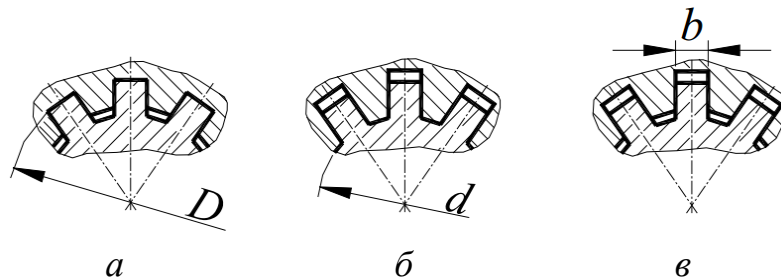


Рис. 12.3. Способи центрування прямобічних шліцьових з'єднань

Центрування по діаметрах застосовують в тих випадках, коли вимагається висока точність до співвісності з'єднуваних деталей. Центрування по D найчастіше застосовують при твердості маточини деталі менше 350 НВ. Центрування по d застосовують при твердості маточини більше 350 НВ та при довгих валах. Центрування по b застосовується при низьких та середніх швидкостях обертання і там, де не потребується висока точність співвісності.

Розміри шліцьового з'єднання обираються за діаметром валу D у відповідності з додатком 31.

Для шліцьових з'єднань виконують лише перевірний розрахунок міцності шліців на зминання. При цьому повинна виконуватися умова, [МПа]:

$$\sigma_{зм} = \frac{4000T}{(D+d)zhl\psi} \leq [\sigma_{зм}], \quad (12.7)$$

де h – висота поверхні контакту, [мм];

l – довжина поверхні контакту (довжина шліців), [мм];

$\psi = 0,7 \dots 0,8$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубцями;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження матеріалу шліців на зминання при вказаних умовах роботи (табл. 12.2), [МПа].

Висота поверхні контакту, [мм]:

$$h = \frac{(D-d)}{2} - 2f, \quad (12.8)$$

f – розмір фаски на шліцах (додаток 31), [мм].

Якщо умова (12.7) не виконується, то потрібно збільшити довжину шліців або ж обрати наступну серію з'єднання.

Таблиця 12.2. Допустиме напруження на зминання для шліцьових з'єднань

З'єднання	Умови експлуатації	Значення $[\sigma_{зм}]$, МПа для поверхні зубця:	
		без термообробки	з термообробкою
Нерухоме	Легкі	80...120	120...200
	Середні	60...100	100...140
	Важкі	36...50	40...70
Рухоме без навантаження	Легкі	25...40	40...70
	Середні	20...30	30...60
	Важкі	15...20	20...30
Рухоме під навантаженням	Легкі	—	10...20
	Середні	—	5...15
	Важкі	—	3...10

13. ПІДБІР ТА РОЗРАХУНОК МУФТ

Муфти застосовуються для з'єднання співвісних валів між собою та передачі крутного моменту між ними. Додатково, деякі типи муфт можуть вмикати і вимикати механізм без вимкнення двигуна, захищати механізм від перевантаження, компенсувати відхилення від співвісності валів, тощо.

При виконанні курсового проекту застосовують два типи механічних муфт – пружні та запобіжні. Здебільшого, пружну муфту встановлюють в приводі між двигуном та редуктором. Це запобігає передачі динамічних навантажень та ударів, що виникають під час роботи механізмів, від редуктора до електродвигуна. Крім того, пружні муфти компенсують деякі відхилення від співвісності між валом двигуна та ведучим валом редуктора. Запобіжну муфту встановлюють між тихохідним валом редуктора та валом робочого органа (барабана або ж зірочки транспортера, лебідки, тощо). Таке розміщення дозволяє відімкнути привід від робочого обладнання у випадку перевантаження чи заклинювання останнього, і таким чином запобігти перевантаженню редуктора та електродвигуна.

13.1. Підбір та перевірка пружної муфти

В приводах загального машинобудування найчастіше використовують пружну муфту типу МПВП (МУВП). Такі муфти (рис. 13.1) мають, порівняно невеликі розміри та масу. Крім того, вони дозволяють компенсувати незначне кутове та радіальне зміщення з'єднаних валів. Ці муфти стандартизовані за ГОСТ 21424-93 та розраховані на певне значення крутного моменту (додаток 32).

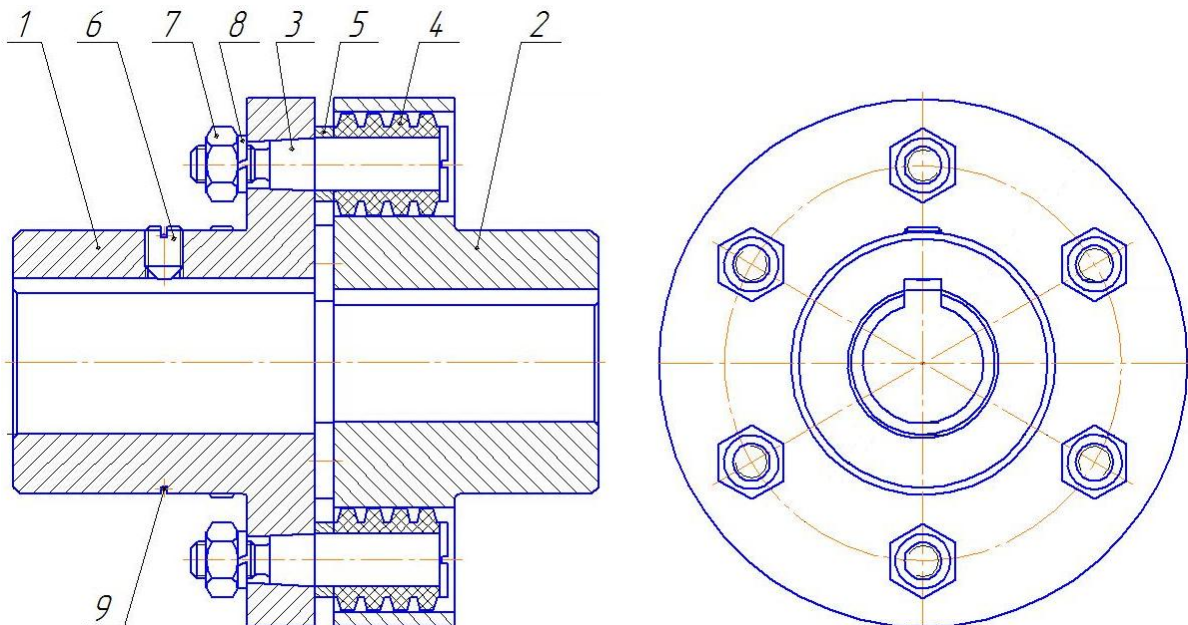


Рис. 13.1. Муфта пружна втулково-пальцева:

1. напівмуфта ведуча; 2. напівмуфта ведена; 3. палець;
4. комплект гумових втулок; 5. втулка пальця; 6. гвинт фіксуючий; 7. гайка;
8. шайба пружинна; 9. пружинне кільце

Муфти ПВП випускаються чотирьох виконань:

1. з циліндричними отворами для довгих кінців валів;
2. з циліндричними отворами для коротких кінців валів;
3. з конічними отворами для довгих кінців валів;
4. з конічними отворами для коротких кінців валів.

Напівмуфти одного типорозміру всіх виконань взаємозамінні між собою.

Попередньо муфту ПВП підбирають з додатку 32 за критичним значенням крутного моменту на ведучому валу, [Н·м]:

$$T_{Kp} = 1,25T, \quad (13.1)$$

де T – номінальний крутний момент на ведучому валу муфти, [Н·м].

Після цього, виконують перевірку пружних гумових втулок муфти на зминання, [МПа]:

$$\sigma_{zm} = \frac{2000T_{Kp}}{D_1 l_{\text{вм}} z d_{II}} \leq [\sigma_{zm}], \quad (13.2)$$

де D_1 – діаметр кола розташування пальців у муфті (додаток 32), [мм];

$l_{\text{вм}}$ – довжина комплекту втулок на пальці (табл. 13.1), [мм];

z – кількість пальців у муфті;

d_{II} – діаметр пальця (табл. 13.1), [мм];

$[\sigma_{zm}] = 2...4 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на зминання для гумових втулок.

Таблиця 13.1. Характеристики пальців муфт ПВП

Крутний момент муфти T , Н·м	$l_{\text{вм}}$, мм	d_{II} , мм	Різьба пальця, мм	Матеріал пальця
31,5 63	13	10	M8	Сталь 30
125 250 500	26	14	M10	Сталь 35 Сталь 40 Сталь 45
1000	33	18	M12	Сталь 50

Також, обов'язково, виконують перевірку пальців на згин, [МПа]:

$$\sigma_{z2} = \frac{2000T_{Kp} (0,5l_{\text{вм}} + B)}{0,1 \cdot D_1 z d_{II}^3} \leq [\sigma_{z2}], \quad (13.3)$$

де B – зазор між напівмуфтами (додаток 32), [мм];

$[\sigma_{z2}]$ – допустиме напруження матеріалу пальця на згин. Матеріал для виготовлення пальця наведено в табл. 13.1.

Допустиме напруження сталі на згин при дії знакозмінного навантаження визначається, [МПа]:

$$[\sigma_{z2}] = 0,5[\sigma_{-1}], \quad (13.4)$$

де $[\sigma_{-1}]$ – межа витривалості сталі при згині (додаток 25), [МПа].

У випадку, якщо хоча б одна з умов (13.2) або ж (13.3) не виконується, обирають муфту наступного типорозміру.

13.2. Проектувальний розрахунок запобіжної муфти

В приводах загального машинобудування найчастіше використовують запобіжні муфти зі зрізним штифтом (рис. 13.2). Такі муфти компактні і мають малу масу. Перевагою таких муфт є точність спрацювання при перевищенні критичного крутного моменту. Крім того, така конструкція муфти дозволяє провести швидко заміну зруйнованого штифта без демонтажу самої муфти.

Для виготовлення штифтів використовують сталь 45. Штифт встановлюється в стальну втулку з сухарем. Втулку та сухар виготовляють з високоякісних легированих сталей та загартовують до твердості HRC 50...55.

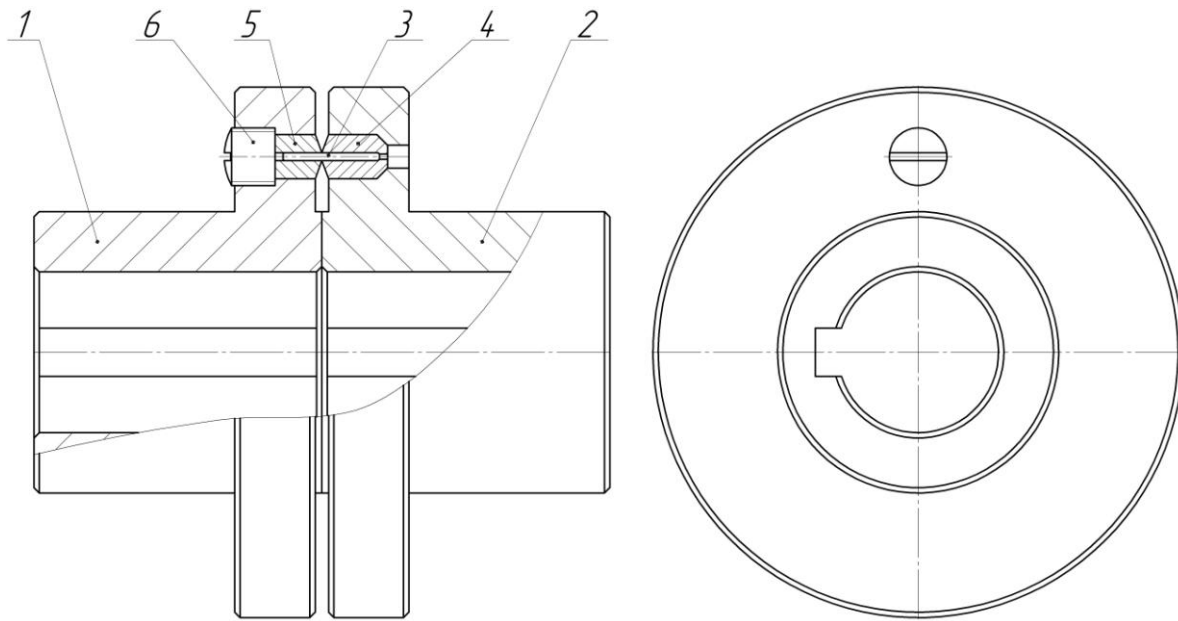


Рис. 13.2. Муфта запобіжна зі зрізним штифтом:
1. напівмуфта ведуча; 2. напівмуфта ведена; 3. зрізний штифт;
4. глуха втулка; 5. сухар; 6. гвинт фіксуючий

За критичним значенням крутного моменту на ведучому валу T_{Kp} (13.1) з додатку 33 обирають розмірну схему запобіжної муфти. Діаметр зрізного штифта муфти визначається за формулою, [мм]:

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{8000T_{Kp}K}{\pi z D_1 \tau_{зр}}}, \quad (13.5)$$

де K – коефіцієнт зміни навантаження. $K = 1,2...1,4$ – при спокійному навантаженні, $K = 1,6...1,8$ – при змінному навантаженні;

z – кількість штифтів. Зазвичай $z=1$, однак при значному крутному моменті та роботі зі змінним навантаженням застосовують муфти у яких $z=2$;

D_1 – діаметр кола розташування штифтів у муфті (додаток 33), [мм];

$\tau_{зр}$ – допустиме напруження сталі штифта на зріз. Для сталі 45 $\tau_{зр} = 450$ МПа.

Розрахований діаметр штифта $d_{ш}$ відповідає критичному крутному моменту

при вказаних умовах роботи. Тому, важливо, щоб виготовлений штифт мав такий же діаметр, як розрахований.

13.3. Комбінована муфта

Часто при роботі робочого обладнання зі змінними ударними навантаженнями потрібно захистити привід, як від динамічних ударів так і від перевантажень. В цьому випадку вал робочого обладнання сполучають з вихідним валом приводу за допомогою комбінованої муфти. Така муфта (рис. 13.3) поєднує в собі запобіжну муфту зі зрізним штифтом та пружну втулково-пальцеву муфту.

Ця муфта має ті ж самі елементи, що й окремо запобіжна та муфта ПВП. Тому, при виборі та розрахунку такої муфти користуються тими ж формулами, що й для перевірки окремих муфт (13.2), (13.3), (13.5). Габаритні та приєднувальні розміри комбінованої муфти обирають з додатків 32, 33.

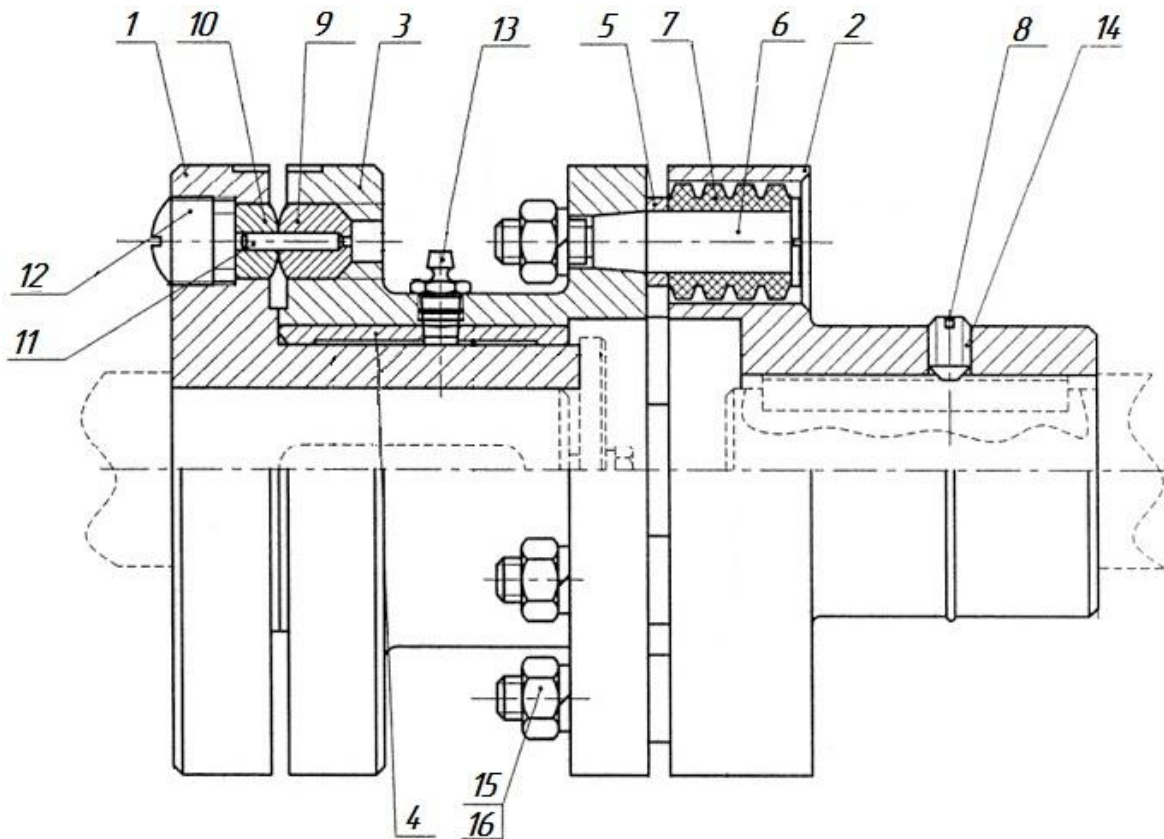


Рис. 13.3. Комбінована муфта:

1. напівмуфта ведуча; 2. напівмуфта ведена; 3. напівмуфта з'єднувальна;
4. втулка; 5. втулка пальця; 6. палець; 7. комплект гумових втулок; 8. пружинне кільце;
9. глуха втулка; 10. сухар; 11. зрізний штифт; 12. гвинт фіксуючий;
13. прес-маслінка; 14. гвинт фіксуючий; 15. гайка; 16. шайба пружинна

Прес-маслянка 13 використовується для мащення опорної поверхні втулки 4. Це зроблено з метою запобігання пошкодженню ведучої напівмуфти 1, при її холостому обертанні у випадку зрізання штифта 11.

14. ВИКОНАННЯ КОНСТРУКТОРСЬКОЇ ДОКУМЕНТАЦІЇ

Проектування приводу полягає у виконанні конструкторської документації на весь привід та його окремі вузли – редуктор та раму. При проектуванні виконуються такі конструкторські документи: складальне креслення (позначення СБ), креслення загального вигляду (позначення ВО), робоче креслення деталі, специфікація до складального креслення, кінематична схема, розрахунково-пояснювальна записка (позначення ПЗ).

Креслення загального виду – документ, що визначає конструкцію виробу, взаємодію його складових частин та пояснює принцип роботи виробу.

Складальне креслення – документ, що містить зображення складальної одиниці та інші дані, що необхідні для її складання (виготовлення) та контролю.

Робоче креслення деталі – документ, що містить зображення деталі, розміри та інші вихідні дані, що потрібні для її виготовлення і контролю.

Специфікація – документ, що визначає склад складальної одиниці чи виробу.

Пояснювальна записка – документ, що містить опис конструкції і принцип дії виробу, а також обґрунтування рішень, які супроводжуються потрібними розрахунками та доведеннями.

Схема – документ, на якому показані у вигляді умовних зображень чи позначень складові частини виробу і зв'язки між ними.

14.1. Оформлення основного напису креслень та специфікацій

Всі основні написи креслень, специфікацій, схем, аркушів розрахунково-пояснювальної записки оформлюються згідно вимог ГОСТ 2.104-2006.

Основні написи розташовуються на аркушах формату А4 вздовж короткої сторони, на аркушах інших форматів розташовуються в правому нижньому кутку – як вздовж короткої, так і вздовж довгої сторін.

Основний напис на першому аркуші креслення має форму 1 (рис. 14.1).

					(6)			
					(5)	Літера	Маса	Масштаб
Зм.	Арк.	№ док.м.	Підпис	Дата		(13)	(8)	(9)
Виконав		(1)				Аркуш (10)		Аркушів (11)
Перевір.		(2)				(12)		
Т. контр.		(3)						
Н. контр.					(7)			
Зав. каф.		(4)						

Рис. 14.1. Основний напис форми 1

Основний напис на першому або титульному аркуші розрахунково-пояснювальної записки чи будь-якого текстового документу, що входить до конструкторської документації має форму 2 (рис. 14.2).

					(6)			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Виконав</i>		(1)			(5)	<i>Літера</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		(2)		(13)		(10)	(11)	
<i>Н. контр.</i>				(12)				
<i>Зав. каф.</i>		(4)						

Рис. 14.2. Основний напис форми 2

Основні написи на всіх наступних аркушах креслень, специфікацій, текстових документів мають – форму 2а (рис. 14.3).

					(6)		<i>Аркуш</i>
<i>Зм.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>№ докцм.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			(10)

Рис. 14.3. Основний напис форми 2а

В основному написі записують всі необхідні відомості про найменування та позначення графічного чи текстового документу, інформацію про підприємство, що розробило документацію, масу виробу, масштаб креслення, стадію розробки, а також прізвища осіб, що причетні до розробки документації.

В графах основного напису навчального проекту вказується наступна інформація:

1. Прізвище та підпис студента, що виконав графічний чи текстовий документ;
2. Прізвище та підпис викладача, що виконав перевірку графічного чи текстового документу;
3. Прізвище та підпис викладача, що виконав перевірку технологічності виготовлення виробів наведених на кресленнях;
4. Прізвище та підпис завідувача кафедри, як особи що затверджує виконаний проект;
5. Найменування виробу, наприклад «Вал ведучий», «Редуктор двоступеневий співвісний», тощо;
6. Унікальне кодове позначення документу, а відповідно і виробу. Кодове позначення для курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» формується у відповідності до схеми на рис. 14.4.

При виконанні проекту, для всього приводу, що проектується призначають назву і код – ДМ АА.ВВ.20СС.00.00. В коді замість літер АА вказують порядковий номер теми проекту, замість літер ВВ вказують порядковий номер варіанта, замість позначення 20СС вказують рік в якому виконаний проект.

Для окремих деталей, що входять до складу кінцевого виробу, тобто приводу призначають код ДМ АА.ВВ.20СС.00.01, ДМ АА.ВВ.20СС.00.02, тощо.

Для складальних одиниць, що входять до складу кінцевого виробу, призначають код ДМ АА.ВВ.20СС.01.00, ДМ АА.ВВ.20СС.02.00, тощо.

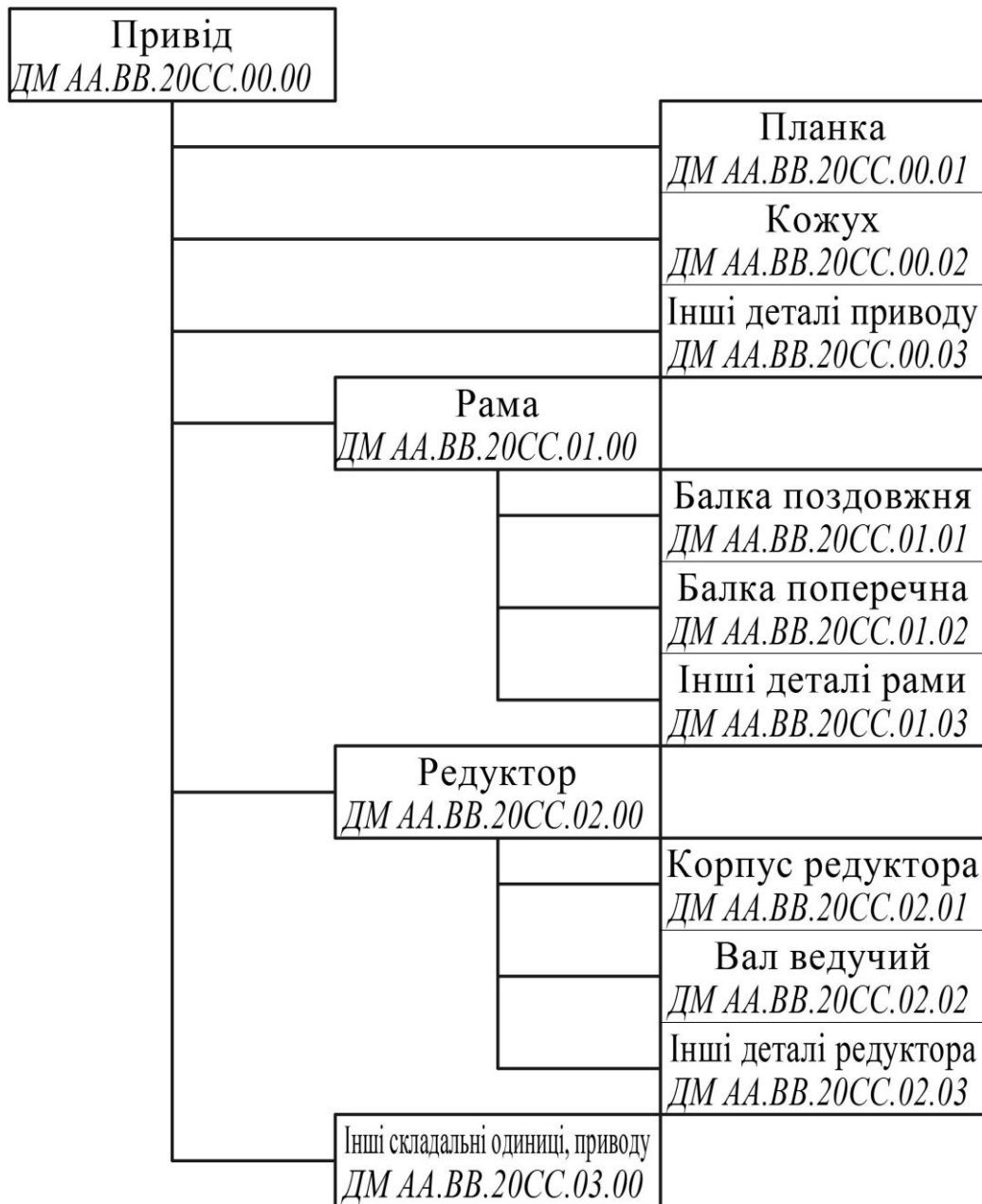


Рис. 14.4. Кодові позначення приводу та його складових елементів

Для деталей, що входять до першої складальної одиниці в приводі призначають коди ДМ АА.ВВ.20СС.01.01. ДМ АА.ВВ.20СС.01.02, тощо. Для деталей, що входять до другої складальної одиниці в приводі призначають коди ДМ АА.ВВ.20СС.02.01. ДМ АА.ВВ.20СС.02.02, тощо. Таким чином описують і призначають коди до всіх деталей, що входять до окремих складальних одиниць і приводу в цілому.

Коди до складальних одиниць вказують в основних написах складального креслення та специфікації до нього. При цьому, лише на кресленні після коду вказується позначення СБ;

7. Графа для позначення матеріалу з якого виготовляється деталь, наприклад Сталь 45 ГОСТ 1050-88. Іноді в цій графі вказують і заготовку для виготов-

лення деталі, наприклад Лист $\frac{В2 \text{ ГОСТ } 19903 - 2015}{Ст3 \text{ ГОСТ } 380 - 2005}$. На складальному кресленні дана графа залишається вільною;

8. Маса виробу. На стадії проектування вказують розрахункову масу в кг. На стадії виготовлення дослідного зразка вказують фактичну масу виробу;

9. Масштаб виконання креслення. Допускається використання лише масштабів за ГОСТ 2.302-68: зменшення – 1:2; 1:2,5; 1:4; 1:5; 1:10; 1:15; 1:20; 1:25; 1:40; 1:50; 1:75; 1:100; збільшення – 2:1; 2,5:1; 4:1; 5:1; 10:1; 20:1; 40:1; 50:1; 100:1; натуральна величина – 1:1;

10. Порядковий номер аркуша. У випадку, якщо документ містить один аркуш, то номер не ставиться;

11. Загальна кількість аркушів у документі;

12. Назва підприємства або структурного підрозділу, що виконав документацію. В навчальному проекті вказується назва факультету та навчальна група;

13. Літера, що вказує стадію розробки документу. В документації до навчальних проектів вказують літеру Н – навчальний.

14.2. Оформлення специфікацій до складальних креслень

Специфікацію до складального креслення виконують на аркушах формату А4. У відповідності до ГОСТ 2.106-96 машинобудівна специфікація містить наступні розділи:

– Документація. Сюди вносять всі документи, які входять в комплект документації на виготовлення виробу, що описується в специфікації. Вказують позначення (коди) цих документів та формати аркушів на яких виконані. В навчальному проекті тут вказують один документ – складальне креслення самого виробу;

– Складальні одиниці. Тут записують всі окремі складальні одиниці, що входять до складу кінцевого виробу, їх позиції на кресленні та кількість. В графах позначення і формат аркуша посилаються не на креслення, а на специфікацію до цієї складальної одиниці. Складальні одиниці нумерують в порядку збирання або ж їх «важливості»;

– Деталі. Тут записують всі окремі деталі, що входять до складу виробу та записують їх позначення, формати аркушів, позиції на кресленні та їх кількість. Здебільшого деталі нумерують в порядку збирання виробу;

– Стандартні вироби. Тут записують всі стандартні деталі, що входять до складу виробу. В найменуванні вказують повне позначення деталі і стандарт на виготовлення. Також вказують позиції та кількість деталей у виробі. Стандартні вироби нумерують в алфавітному порядку та у порядку зростання розмірів. Графу позначення не заповнюють;

– Інші вироби. Тут записують всі деталі чи складальні одиниці, які виготовляються іншими виробниками та входять до складу виробу. Інші вироби здебільшого нумерують в алфавітному порядку. В графі позначення вказують позначення, що вказане виробником іншого виробу;

– Матеріали. Тут записують всі матеріали, що застосовуються при виготовленні та збиранні виробу. До матеріалів належать: електроди, мастило, герметики, гума для ущільнень, фарби, тощо. Матеріали записують в довільному порядку без позицій. В примітках вказують орієнтовну кількість матеріалу;

– Комплекти. Тут вказують перелік експлуатаційних документів, комплект додаткових монтажних частин або деталей, комплект розхідних матеріалів, комплект запасних частин, що поставляються замовнику разом з готовим виробом.

Якщо якийсь із розділів специфікації не містить хоча б однієї позиції, то цей розділ у специфікацію не вписують.

Після кожного розділу в специфікації рекомендовано пропускати 2...5 позицій і лишати таку ж кількість незаповнених стрічок. Це потрібно для запису нових або ж «загублених» деталей, що з'явилися в процесі роботи над кресленням.

14.3. Складальне креслення редуктора та специфікація

Виконання конструкторської документації до проекту розпочинають з складального креслення редуктора (аркуш 2 проекту). Для виконання креслення обирають аркуш формату А1 з основним написом форми 1 (ГОСТ 2.104-2006), що розташований вздовж довгої або ж короткої сторони (рис. 14.1).

Складальне креслення редуктора виконують на основі заданої кінематичної схеми, розрахунків та ескізів передач, що були виконані раніше (розділи 2, 3, 4). Елементи всіх зубчастих коліс редуктора: маточини, диски, шпиці, ободи проектують згідно визначених розмірів та рекомендацій, що наведені в підрозділі 9.2. При проектуванні редуктора, доцільно користуватися атласами редукторів та довідником конструктора.

Навколо скомпонованих передач з валами виконується корпус редуктора з кришкою. Корпус та кришка повинні містити усі функціональні елементи: фланці, приливи, бобишки, ребра жорсткості, отвори для болтових та гвинтових з'єднань. Розміри всіх елементів корпусу визначаються за рекомендаціями підрозділу 9.3.

Для перенесення редуктора та його встановлення на раму на кришці або ж корпусі редуктора потрібно передбачити монтажні отвори, гаки чи рим-болти.

У кришці редуктора або ж верхній частині корпусу потрібно передбачити оглядове вікно та отвір для встановлення віддушини чи сапуна. Оглядове вікно закривається металевою кришкою на гвинтах. Якщо конструкцією редуктора не передбачається маслозаливний отвір, то заливання масла здійснюється через оглядове вікно.

Також, обов'язково, потрібно передбачити маслозливний отвір з пробкою. Конструкцію пробки та отвір для неї рекомендовано обирати з ГОСТ 12202-66.

Для контролю рівня масла в редукторах, використовують масловказівники різних конструкцій: прозорий ліхтарний, прозорий трубчастий, жезловий. Досить часто в коробках передач отвір для жезлового масловказівника виступає в ролі маслозаливного отвору.

Для ущільнення вихідних кінців валів використовують ущільнювальні пристрої різноманітних конструкцій: манжети, повстяні ущільнювальні втулки, радіальне та осьове лабіринтне ущільнення, щілинне ущільнення, гумові зубчасті вту-

лки, тощо. Найчастіше використовуються манжети (рис. 14.5, а) та повстяні ущільнювальні втулки (рис. 14.5, б). Можливе встановлення одночасно двох манжет або ж кількох втулок.

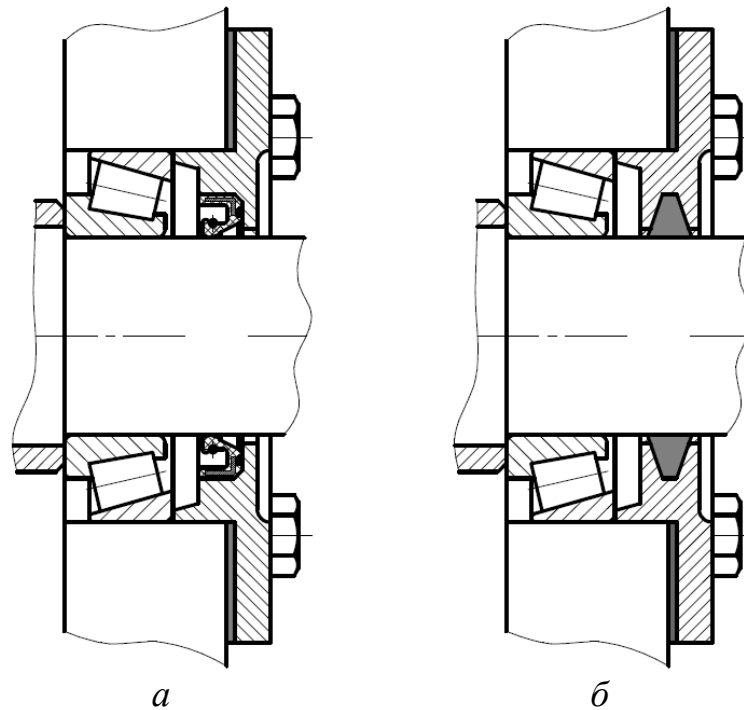


Рис. 14.5. Ущільнення вихідних кінців валів

На готовому кресленні проставляють всі приєднувальні та установчі розміри з'єднань за ГОСТ 2.307-2011. До таких з'єднань належать: вали з зубчастими колесами, вали з підшипниками, вали з втулками, підшипники з корпусом редуктора або зі стаканами, кришки підшипників з корпусом, тощо. Разом з розмірами проставляють допуски за ГОСТ 25346-2013 та ГОСТ 25347-2013.

На рис. 14.6, а наведено переріз валу з шпонковим пазом та шпонкою. Вказано допуски та квалітети точності, що застосовуються при такому з'єднанні. На рис. 14.6, б показано типовий переріз посадочного місця та шпонкового пазу для деталі, що встановлюється на вал (зубчасте колесо, шків, зірочка, тощо). На перерізі вказано розміри, які потрібно проставляти та їхні допуски.

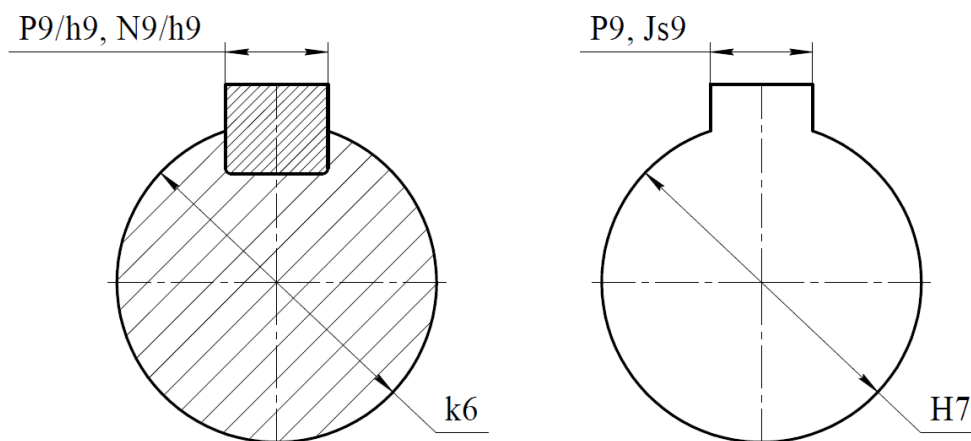


Рис. 14.6. Переріз шпонкового пазу для валу та отвору

На рис. 14.7 наведено компоувальне креслення валу з посадженими на нього деталями, опорними підшипниками разом з кришками та корпусом редуктора. Вказано розміри та їхні припустимі допуски разом з квалітетами точності. Вказані допуски є найбільш використовувані та оптимальні з точки зору виготовлення та працездатності даного вузла.

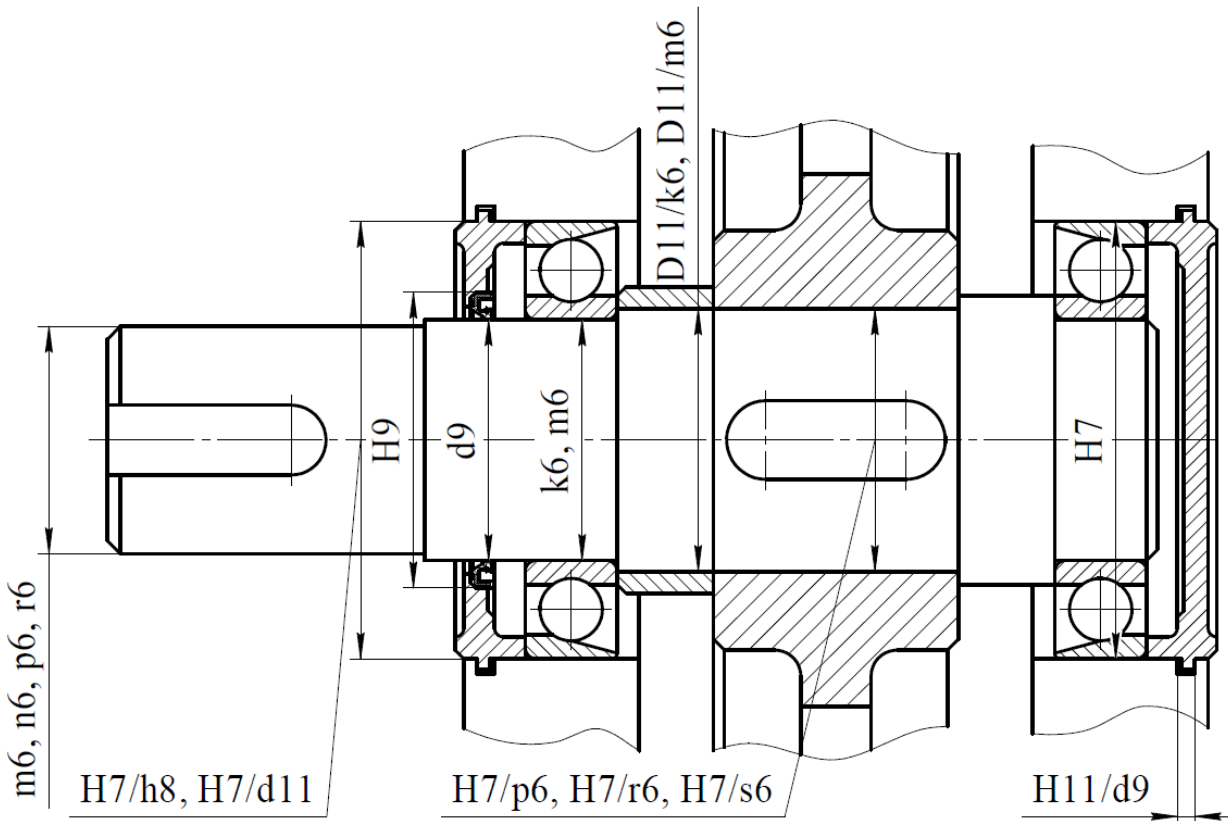


Рис. 14.7. Компоувальне креслення валу

Особливою вимогою до всіх отворів у корпусі редуктора та елементів, що встановлюються у ці отвори є герметичність. Тому, для забезпечення герметичності отвори виконують з зенкованими фасками, застосовують герметичні циліндричні та конічні різьби та встановлюють прокладки з нафтостійкої гуми. В сучасних редукторах та коробках передач місця прилягання кришки з корпусом та кришок підшипників з корпусом промащують безкислотними ущільнювальними герметиками. Це запобігає просочуванню мастила назовні редуктора чи коробки передач, а також запобігає просочуванню вологи всередину.

На кресленні редуктора, обов'язково, виконують перерізи вихідних кінців валів і вказують їхні приєднувальні розміри. Також проставляють габаритні розміри редуктора та його установчі розміри (рис. 14.8). Не дозволяється проставляти розміри на полі зайнятому кресленням.

Над основним написом креслення зазначають технічні вимоги до виготовлення та експлуатації редуктора.

Позиції деталей на складальному кресленні редуктора проставляють паралельно з оформленням специфікації (рис. 14.9, 14.10). Специфікація до складального креслення редуктора виконується з дотриманням вимог, що приведені в підрозділі 14.2. В навчальній специфікації до редуктора дозволяється не вказувати розділи – матеріали та комплекти.

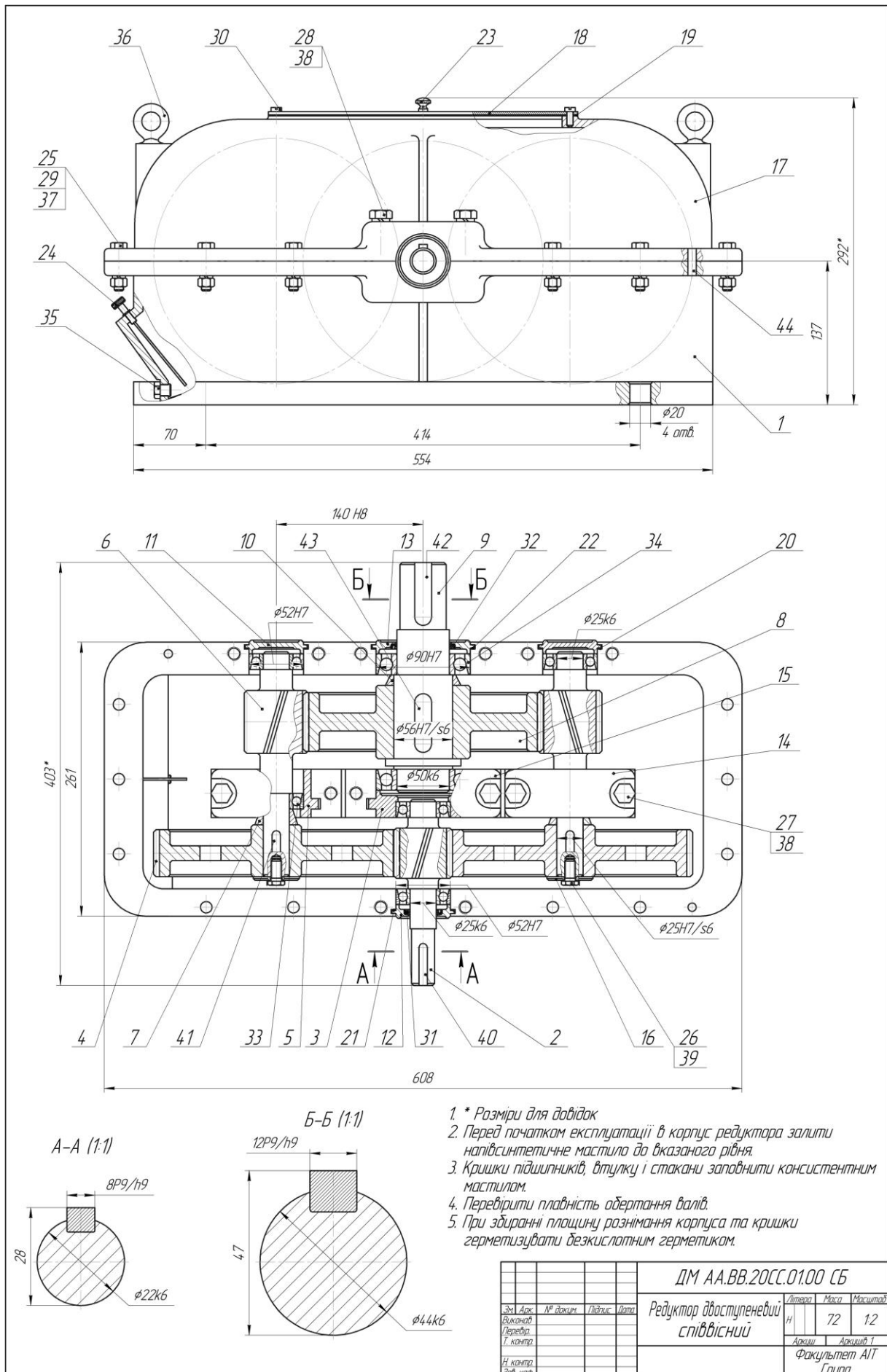


Рис. 14.8. Приклад виконання складального креслення редуктора

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
				<i>Документація</i>			
A1			<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.00 СБ</i>	<i>Складальне креслення</i>			
				<i>Деталі</i>			
A2	1		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.01</i>	<i>Корпус</i>	1		
A3	2		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.02</i>	<i>Вал-шестерня ведучий</i>	1		
A4	3		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.03</i>	<i>Втулка</i>	1		
A3	4		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.04</i>	<i>Колесо першої ступені</i>	2		
A4	5		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.05</i>	<i>Стакан</i>	2		
A3	6		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.06</i>	<i>Вал-шестерня проміжний</i>	2		
A4	7		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.07</i>	<i>Втулка</i>	2		
A3	8		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.08</i>	<i>Колесо другої ступені</i>	1		
A3	9		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.09</i>	<i>Вал ведений</i>	1		
A4	10		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.10</i>	<i>Втулка</i>	1		
A4	11		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.11</i>	<i>Кришка підшипника глуха</i>	2		
A4	12		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.12</i>	<i>Кришка підшипника прохідна</i>	1		
A4	13		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.13</i>	<i>Кришка підшипника прохідна</i>	1		
A4	14		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.14</i>	<i>Обойма підшипника</i>	2		
A4	15		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.15</i>	<i>Обойма підшипника</i>	1		
A4	16		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.16</i>	<i>Шайба</i>	2		
A2	17		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.17</i>	<i>Кришка редуктора</i>	1		
A4	18		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.18</i>	<i>Кришка оглядова</i>	1		
A4	19		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.19</i>	<i>Прокладка оглядової кришки</i>	1		
A4	20		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.20</i>	<i>Прокладка підшипника</i>	2		
A4	21		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.21</i>	<i>Прокладка підшипника</i>	1		
			<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.00</i>				
<i>Зм. Аркш</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розробив</i>				<i>Редуктор двоступеневий співвісний</i>	<i>Літера</i>	<i>Аркш</i>	<i>Аркшів</i>
<i>Перевірив</i>					<i>Н</i>	<i>1</i>	<i>2</i>
<i>Н. контр.</i>					<i>Факультет АІТ</i>		
<i>Зав. каф.</i>					<i>Група</i>		

Рис. 14.9. Приклад першого аркуша специфікації до креслення редуктора

14.4. Складальне креслення приводу та специфікація

Складальне креслення приводу виконують на аркуші формату А1 альбомної або ж книжкової орієнтації.

Креслення приводу повинне містити мінімальну кількість проєкцій. Але при цьому, кількість проєкцій повинна бути достатньою, щоб зрозуміти взаємне розташування всіх вузлів приводу, та їх розміщення на рамі. Додатково виконують перерізи, розрізи для повного відображення з'єднань вузлів приводу між собою.

Креслення приводу (рис. 14.11) виконують на основі заданої кінематичної схеми, складального креслення редуктора (підрозділ 14.3), розмірів передачі з гнучким зв'язком – пасової або ланцюгової (розділи 5...8) та обраного електродвигуна (розділ 1, додаток 2). Складальні одиниці потрібно розташувати таким чином, щоб забезпечити найменші габаритні розміри приводу.

За виглядом приводу в плані виконують попереднє проектування рами. Для цього потрібно виміряти найбільший розмір L (довжину чи ширину) приводу в плані. Тоді висота рами визначається за виразом, [мм]:

$$H = (0,09...0,11)L. \quad (14.1)$$

Знайдене значення потрібно округлити до більшого цілого числа. За значенням висоти H обирається потрібний прокатний профіль (швелер, двотавр, кутник, тощо). З обраного профілю буде спроектовано основний каркас рами.

Редуктор та електродвигун приводу кріпляться до рами за допомогою болтових з'єднань. Діаметри болтів редуктора визначені при компонованні корпусу редуктора (підрозділ 9.3), діаметри болтів електродвигуна обираються з додатку 2.

Для збільшення опорної поверхні гайки у болтових з'єднаннях застосовуються шайби. Щоб запобігти самовільному розкручуванню болтових з'єднань, що приєднують складальні одиниці приводу до рами, застосовують пружинні шайби або ж з'єднання з контргайкою.

У передачі з гнучким зв'язком потрібно передбачити конструкцію натяжного пристрою, що вказаний у завданні до проекту. Оберткові деталі (муфти, шківи, зірочки, паси, ланцюги, тощо), з метою безпеки, закривають захисними кожухами або ж щитками. Захисні елементи повинні легко зніматися, і не заважати при обслуговуванні передач.

На головному вигляді чи вигляді збоку потрібно виконати місцевий розріз рами та фундаменту і показати фундаментні болти, якими привід кріпиться до фундаменту. В фундаменті, у місці встановлення фундаментних болтів, потрібно передбачити ізолюючі елементи для запобігання поширення вібрації від приводу. Діаметр фундаментних болтів кріплення рами приймається на один-два розміри більшим від фундаментних болтів редуктора.

Для уникнення неточностей при розташуванні отворів та для забезпечення точності розташування вузлів на рамі, рекомендується складальне креслення приводу виконувати паралельно з складальним кресленням рами.

На готовому кресленні проставляють потрібні приєднувальні та установчі розміри. Також проставляють габаритні розміри всього приводу (рис. 14.11). Для передачі з гнучким зв'язком вказують межі регулювання міжосьової відстані.

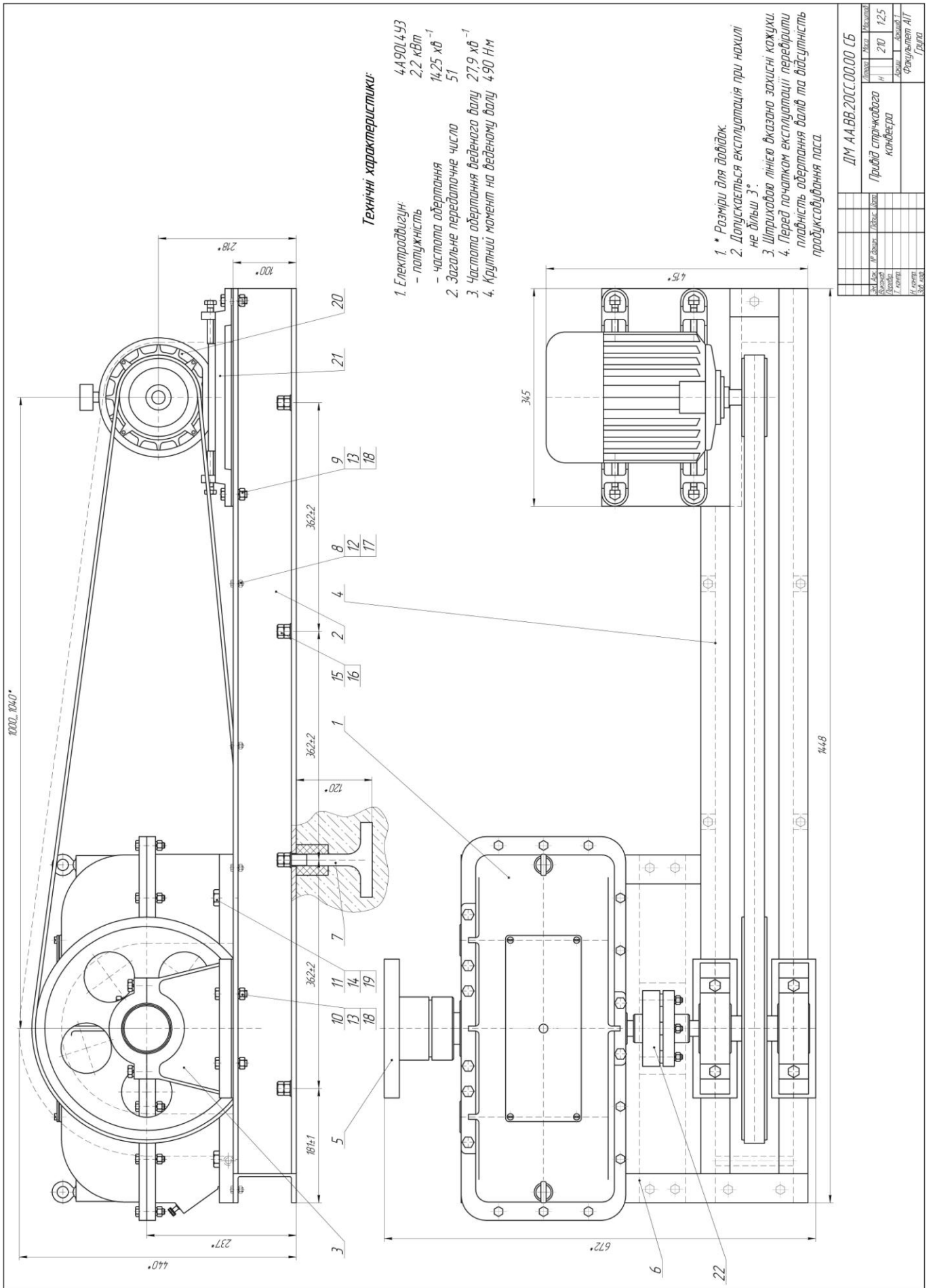


Рис. 14.11. Приклад виконання складального креслення приводу

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка	
				<u>Документація</u>			
A1			ДМ АА.ВВ.20СС.00.00 СБ	Складальне креслення			
				<u>Складальні одиниці</u>			
A4	1		ДМ АА.ВВ.20СС.01.00	Редуктор двоступеневий співвісний	1		
A4	2		ДМ АА.ВВ.20СС.02.00	Рама приводу	1		
A4	3		ДМ АА.ВВ.20СС.03.00	Плоскопасова передача з опорами	1		
A4	4		ДМ АА.ВВ.20СС.04.00	Захисний кожух пасової передачі	1		
				<u>Деталі</u>			
A3	5		ДМ АА.ВВ.20СС.00.01	Ведуча напівмуфта	1		
A4	6		ДМ АА.ВВ.20СС.00.02	Захисний кожух муфти	1		
A4	7		ДМ АА.ВВ.20СС.00.03	Болт фундаментний	11		
				<u>Стандартні вироби</u>			
	8			Болт М6х18 ГОСТ7798-88	11		
	9			Болт М10х35 ГОСТ7798-88	4		
	10			Болт М10х45 ГОСТ7798-88	8		
	11			Болт М18х50 ГОСТ7798-88	4		
	12			Гайка М6 ГОСТ5915-88	11		
	13			Гайка М10 ГОСТ5915-88	12		
	14			Гайка М18 ГОСТ5915-88	4		
	15			Гайка М20 ГОСТ5915-88	22		
			ДМ АА.ВВ.20СС.00.00				
Зм. Аркш	№ докум	Підпис	Дата	Привід стрічкового конвеєра Літера Н Аркш 1 Аркшів 2 Факультет АІТ Група			
Розробив							
Перевірив							
Н. контр.							
Зав. каф.							

Рис. 14.12. Приклад першого аркуша специфікації до креслення приводу

Обов'язково, на аркуші вказують основні технічні характеристики приводу.

Позиції деталей на складальному кресленні приводу проставляють паралельно з оформленням специфікації (рис. 14.12, 14.13). Специфікація до цього аркуша виконується у відповідності до вимог, наведених в підрозділі 14.2.

14.5. Складальне креслення рами приводу та специфікація

Складальне креслення рами виконують на аркуші формату А1 книжкової або ж альбомної орієнтації. Креслення рами повинне мати мінімальну кількість проєкцій. Однак, кількість проєкцій повинна бути достатньою, щоб зрозуміти взаємне розташування всіх деталей рами і конфігурацію рознімних та нерознімних з'єднань, що використовуються при виготовленні рами. Додатково виконують перерізи, розрізи для повного відображення з'єднання деталей між собою.

Раму проєктують зварної конструкції зі сталевого профільного прокату: швелерів (додаток 34), двотаврів (додаток 35), рівно- та нерівнополічних кутників (додатки 36, 37), прямокутних та квадратних труб (додатки 38, 39), листової сталі, тощо. Недоліком прокатного профілю є значна маса. Тому, якщо потрібно виготовити раму, що має меншу масу використовують гнучий профіль – швелери (додаток 40) та кутники (додатки 41, 42). Однак, потрібно враховувати, що гнучий профіль має дещо меншу жорсткість.

Прокатний або ж гнучий профіль для виготовлення рами обирають на стадії компонування проєктування приводу. При цьому, визначають контур рами по загальному периметру приводу (підрозділ 14.4). При подальшому проєктуванні уточнюють взаємне розташування складових деталей рами, способи та конфігурацію з'єднань. Проєктована рама повинна мати мінімально-можливу кількість деталей та невелику масу, але водночас, повинна бути жорсткою і витримувати усі навантаження від вузлів приводу. У випадку великої міжосьової відстані пасової передачі доцільно виготовляти дві окремі рами – одну для встановлення двигуна, іншу для редуктора.

Рекомендовано використовувати прокатний профіль з паралельними площинами полиць. Це дозволить зменшити металоемність рами та спростити конфігурацію болтових з'єднань за рахунок уникнення застосування косих шайб. Ширину профілю потрібно обирати таким чином, щоб забезпечити максимальну площу опирання вузлів на раму.

Промисловість випускає прокатний та гнучий профіль виготовлений зі сталей різних марок. Однак, найбільш поширеним є профіль виготовлений з: конструкційних вуглецевих сталей звичайної якості (Ст 2, Ст 3, Ст 4, Ст 5), конструкційних низьколегованих сталей (09Г2С, 09Г2СД, 10Г2Б, 10ХНДП, 10Г2БД, 15ХСНД), конструкційних високолегованих нержавіючих сталей (03Х18Н11, 04Х18Н9, 08Х18Н10Т, 12Х18Н10Т). При роботі приводу в звичайних умовах чи в приміщенні, для виготовлення рами обирають прокатний профіль із сталей звичайної якості чи конструкційних низьколегованих сталей. Профіль із високолегованої нержавіючої сталі використовують для виготовлення рами приводів, що працюють в агресивному кислотному середовищі.

В залежності від марки сталі, обирають спосіб зварювання рами.

Зазвичай, більшість вуглецевих сталей звичайної якості та низьколегованих сталей мають гарну зварюваність, тому для їх зварювання застосовують: ручне дугове зварювання електродом за ГОСТ 5264-80, ручне напівавтоматичне зварювання проволокою в середовищі CO_2 за ГОСТ 14771-76, ручне напівавтоматичне зварювання проволокою під флюсом. Для покращення якості швів, деякі марки сталей перед зварюванням потребують попереднього нагрівання.

Для зварювання деталей рами із високолегованої нержавіючої сталі, зазвичай, використовують ручне напівавтоматичне зварювання в середовищі захисних газів. При цьому, використовують електродну проволоку марок СВ-04Х19Н1М3, СВ-04Х19Н9, СВ-08Х25Н13, СВ-06Х19Н9Т чи закордонні аналоги. В ролі захисних газів використовують суміш аргону Ar, вуглекислого газу CO_2 та кисню O_2 або ж суміш гелію He, аргону Ar, вуглекислого газу CO_2 . Для зварювання сталей різної товщини використовують різні пропорції цих газів. Перед зварюванням, деталі у місці з'єднання зачищають і обезжирюють.

При виконанні креслення рами, обов'язково, потрібно вказати всі зварні з'єднання, у відповідності до позначення наведеного на рис. 14.14. Стрілку позначення потрібно розміщувати таким чином, щоб вона вказувала на стик з'єднаних деталей зі сторони розміщення шва.

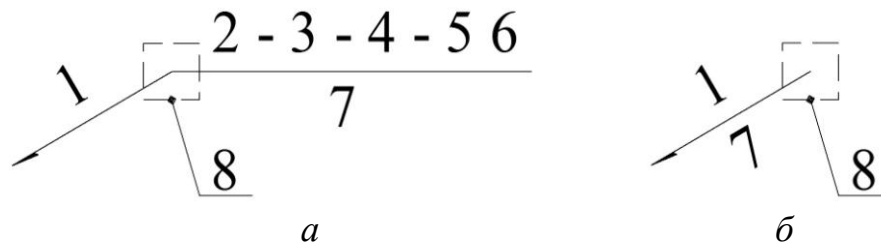


Рис. 14.14. Структура умовного позначення зварного з'єднання

В умовному позначенні вказано всі параметри, що стосуються окремого зварного з'єднання (рис. 14.14, а), а саме:

1. Порядковий номер зварного шва одного типу і параметрів, наприклад №1, №2, тощо;
2. Стандарт на тип і конструктивні елементи шва, наприклад ГОСТ 5264-80, ГОСТ 14771-76, тощо;
3. Літерно-цифрове позначення типу зварного шва (додаток 43);
4. Знак катету \triangle та його розмір при кутовому та тавровому зварюванні, ширина шва при стиковому чи контактному зварюванні, діаметр точки при контактному зварюванні;
5. За потреби, коли з креслення незрозуміле розташування шва вказують знак \square – шов по незамкненій лінії. Для переривчастого шва вказують знак / разом з довжиною шва або діаметром точки і крок. Для шва з шаховим розташуванням вказують знак Σ разом з довжиною шва або діаметром точки і крок;
6. За потреби вказують знаки: \bigcirc – зняти підсилення шва, \cup – обробити нерівності поверхні шва з плавним переходом до основного металу;
7. Кількість місць з однаковим типом шва та розташуванням;

8. Тут за потреби вказують знаки \circ – шов по замкненій лінії або \sqcap – монтажний шов, що виконується на місці встановлення зварної конструкції.

У випадку, якщо при виготовленні зварної конструкції застосовують кілька швів з однаковими характеристиками, то один шов вказують повністю (рис. 14.14, а), а для позначення інших швів використовують скорочене позначення з тим же самим номером (рис. 14.14, б).

Посадочні отвори для встановлення складальних одиниць, що мають велику масу (наприклад, редуктор), доцільно виконувати продовгуватої форми. Це дозволяє регулювати взаємне розташування складальних одиниць приводу при його встановленні на раму, а також дозволить уникнути значних перекосів муфт, шківів, зірочок. Круглі отвори для болтових з'єднань невеликого діаметру, рекомендується виконувати не на окремих деталях, що входять до складу рами, а на готовій металоконструкції після її зварювання. Це дозволить уникнути ситуації, коли посадочні отвори вузлів, що встановлюють на раму та відповідні отвори на самій рамі не співпадають. Рекомендовано отвори у рамі розташовувати таким чином, щоб вони лежали на осьовій лінії граней профілю. Для полегшення монтажу вузлів приводу на рамі, отвори повинні мати більший діаметр, ніж самі болти. Часто виникає така ситуація, коли отвори під деякі елементи виконують на місці роботи приводу при його монтажі.

На готовому кресленні рами (рис. 14.15) проставляють розміри всіх приєднувальних отворів та розміри для монтажу деталей. Потрібно вказувати всі розміри, щоб за ними можна було виготовити раму. Також проставляють габаритні розміри рами. Не дозволяється проставляти розміри на полі зайнятому кресленням.

Над основним написом зазначають технічні вимоги до виготовлення рами. В окремих випадках тут наводять порядок збирання та зварювання окремих деталей рами. В технічних вимогах дозволяється вказувати стандарт на зварні з'єднання, тоді при умовному позначенні швів на самому кресленні (рис. 14.14) стандарт та його номер не пишуть.

Позиції деталей на складальному кресленні рами проставляють паралельно з оформленням специфікації (рис. 14.16) у відповідності до підрозділу 14.2.

Часто при проектуванні зварної конструкції виникає така ситуація, що деталями є прокатний чи гнучий профіль різних довжин без жодних елементів (отворів, прорізів, скосів, тощо). То у цьому, випадку окремі креслення на такі деталі не виконують. Їх розміри проставляють на складальному кресленні. Додатково в специфікації вказують назву такої деталі, її розміри, профіль разом з матеріалом та стандарти на профіль та матеріал з якого виготовлена деталь. При цьому обов'язково вказують теоретичну масу деталі. В специфікації (рис. 14.16) на деталі з номерами 8, 10 не передбачено креслення, тому всі потрібні характеристики описано в самій специфікації.

В розділі специфікації Матеріали вказують необхідні матеріали, що застосовуються при зварюванні рами: електроди, зварювальна проволока, захисний флюс, тощо. Рекомендовано вказувати повне найменування матеріалу або ж його аналоги. У випадку, якщо неможливо спрогнозувати витрату того чи іншого матеріалу, то його необхідну кількість не вказують.

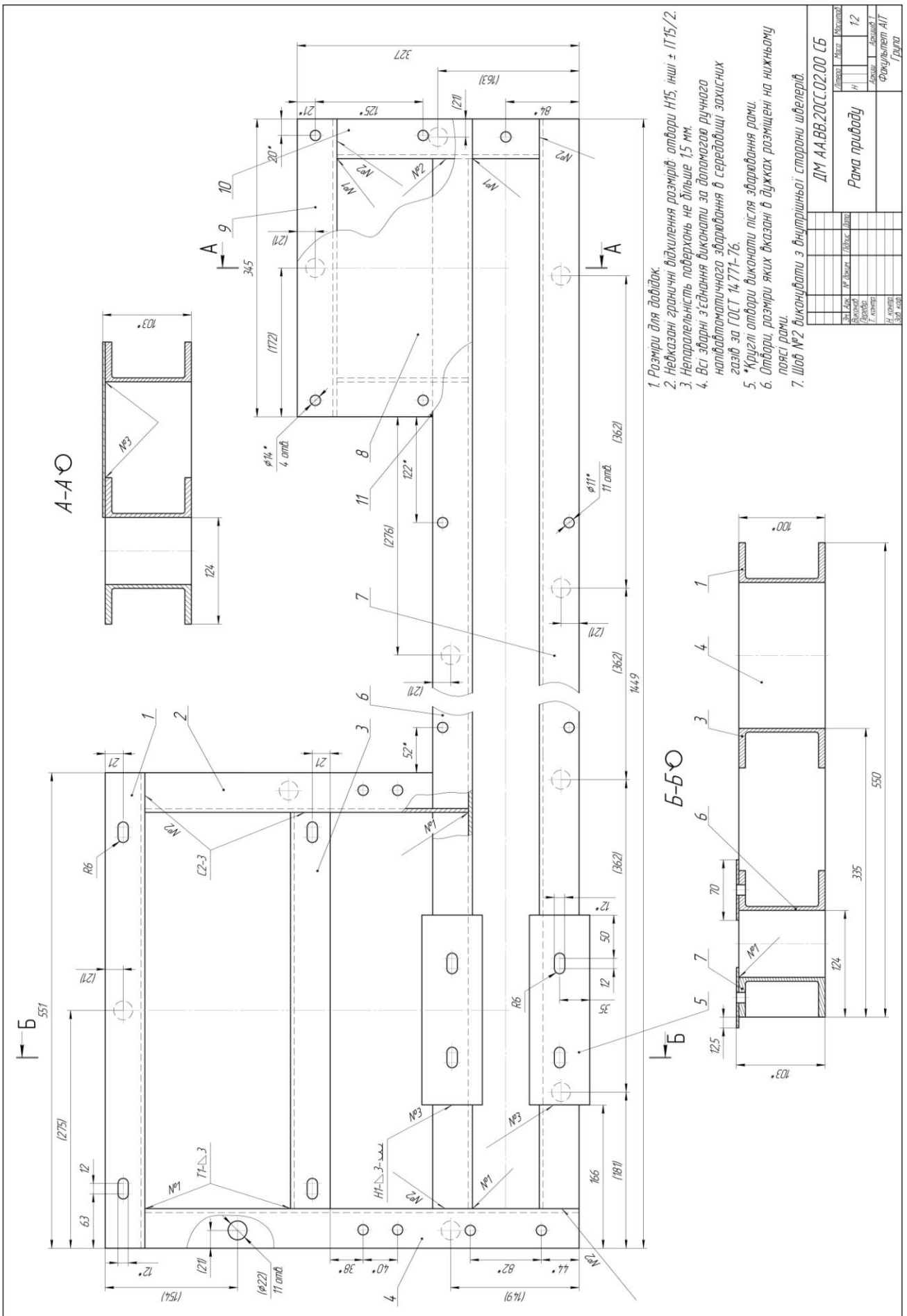


Рис. 14.15. Приклад виконання складального креслення рами

Формат	Зона	Позиція	Позначення	Найменування	Кільк.	Примітка
				<i>Документація</i>		
A1			<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.00 СБ</i>	<i>Складальне креслення</i>		
				<i>Деталі</i>		
A4	1		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.01</i>	<i>Балка редуктора бокова</i>	1	
A4	2		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.02</i>	<i>Балка редуктора поперечна</i>	1	
A4	3		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.03</i>	<i>Балка проміжна</i>	1	
A4	4		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.04</i>	<i>Балка поперечна</i>	1	
A4	5		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.05</i>	<i>Планка</i>	2	
A4	6		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.06</i>	<i>Балка поздовжня</i>	1	
A4	7		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.07</i>	<i>Балка бокова</i>	1	
БЧ	8		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.08</i>	<i>Полка</i>	1	<i>Маса</i>
				<i>Лист 345x203x3 ГОСТ19903-74</i>		<i>1,65 кг</i>
				<i>Ст Зсп ГОСТ380-2005</i>		
A4	9		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.09</i>	<i>Балка двигуна бокова</i>	1	
БЧ	10		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.10</i>	<i>Балка двигуна поперечна</i>	1	<i>Маса</i>
				<i>L=235 мм. Швелер №10П</i>		<i>2 кг</i>
				<i>ДСТУ 3436-96 Ст Зсп ГОСТ380-2005</i>		
A4	11		<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.11</i>	<i>Балка внутрішня</i>	1	
				<i>Матеріали</i>		
				<i>Зварювальна проволочка СВО8Г2С</i>		
				<i>або аналог d =1 мм</i>		
				<i>Захисний газ CO₂</i>		
				<i>ДМ АА.ВВ.20СС.02.00</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Арқш</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Літера</i>	<i>Арқш</i>
<i>Розробив</i>					<i>Н</i>	<i>Арқшів</i>
<i>Перевірив</i>						<i>1</i>
<i>Н. контр.</i>					<i>Факультет АІТ</i>	
<i>Зав. каф.</i>					<i>Група</i>	

Рис. 14.16. Приклад специфікації до креслення рами

14.6. Робочі креслення деталей

Робоче креслення деталі є основним документом, що використовується при виконанні всіх технологічних операцій потрібних при виготовленні будь-якої деталі. Це креслення використовується, як на етапі виготовлення, так і на етапі контролю технічних та якісних характеристик деталі.

Правильно виконане робоче креслення повинне відповідати всім технічним і технологічним вимогам, що висуваються до деталі на етапі виготовлення та експлуатації готового виробу.

Під час роботи над курсовим проектом потрібно виконати робочі креслення для п'яти окремих деталей редуктора. Для цього обирають різнотипові деталі з наступного переліку: вал, вал-шестерня, черв'ячний вал, зубчасте колесо, кришка підшипника, втулка, оглядова кришка.

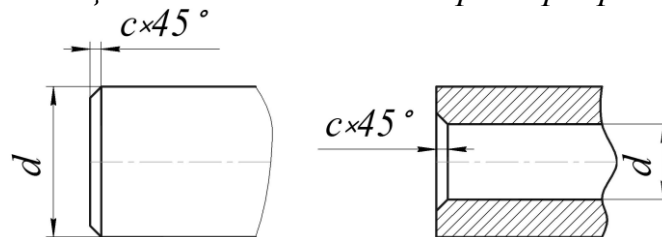
Вали належать до оригінальних деталей, креслення яких виконуються за загальними правилами. Найчастіше, вали виготовляють з круглого прокату, шляхом обточування на токарному верстаті. Тому на кресленні вал розміщують горизонтально у відповідності до розташування валу при виготовленні.

У випадку, якщо співвідношення максимального діаметру валу до його довжини більше, ніж 1:15, то при механічній обробці вал одночасно затискають в трюхкулачковому патроні та піджимають заднім центром. Для цього на торцях валу виконують центрувальні отвори. ГОСТ 14034-74 регламентує форми та розміри центрових отворів, які обираються в залежності від призначення валу, його маси та точності обробки. В загальному машинобудуванні найбільш поширеними є отвори форм А та В. Розмір центрувального отвору залежить від діаметру торця валу (додаток 44). Один з центрувальних отворів показується на кресленні та ставиться його умовне позначення.

На кресленні валу обов'язково вказують всі робочі та технологічні елементи (рис. 14.17). До робочих елементів належать фаски, шпонкові канавки, пази, різьби, шліци. До технологічних елементів належать, ті допоміжні елементи, що виконуються для покращення обробки валу: канавки та виточки для виходу ріжучого та шліфувального інструменту, проточки для різьби, отвори, тощо.

Розміри фасок, для гладких поверхонь деталей та отворів у них, рекомендовано обирати у відповідності до діаметру (табл. 14.1).

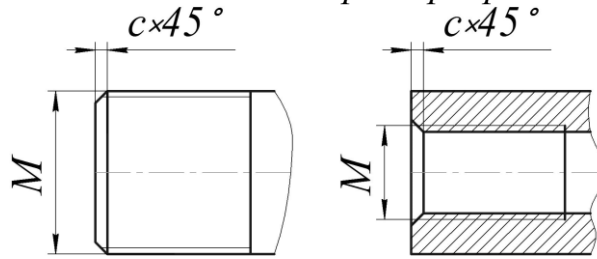
Таблиця 14.1. Рекомендовані розміри фасок



Діаметр d , мм	Фаска c , мм	Діаметр d , мм	Фаска c , мм
$d \leq 20$	0,5...1	$50 < d \leq 100$	1...3
$20 < d \leq 30$	0,8...1,5	$100 < d \leq 150$	2...4
$30 < d \leq 50$	1...2	$150 < d \leq 250$	3...5

У випадку, якщо деталь містить зовнішню або внутрішню різьбу, то розмір фаски обирається у відповідності до кроку різьби (табл. 14.2).

Таблиця 14.2. Рекомендовані розміри фасок для різьби



Крок P , мм	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6
Фаска c , мм	0,5		1			1,6			2	2,5			3	4				

Креслення валу повинне містити перерізи шпонкових пазів та шліцьових частин (рис. 14.17), а також збільшені виносні елементи для повного розуміння форми всіх елементів валу. Розміри шпонкових та шліцьових елементів валу визначаються згідно рекомендацій наведених в розділі 12.

При зазначенні шорсткості на окремих поверхнях деталі потрібно враховувати відповідність між методом обробки та чистотою оброблюваної поверхні (рис. 14.18). В правому верхньому куті аркуша вказують загальну шорсткість для інших елементів валу.

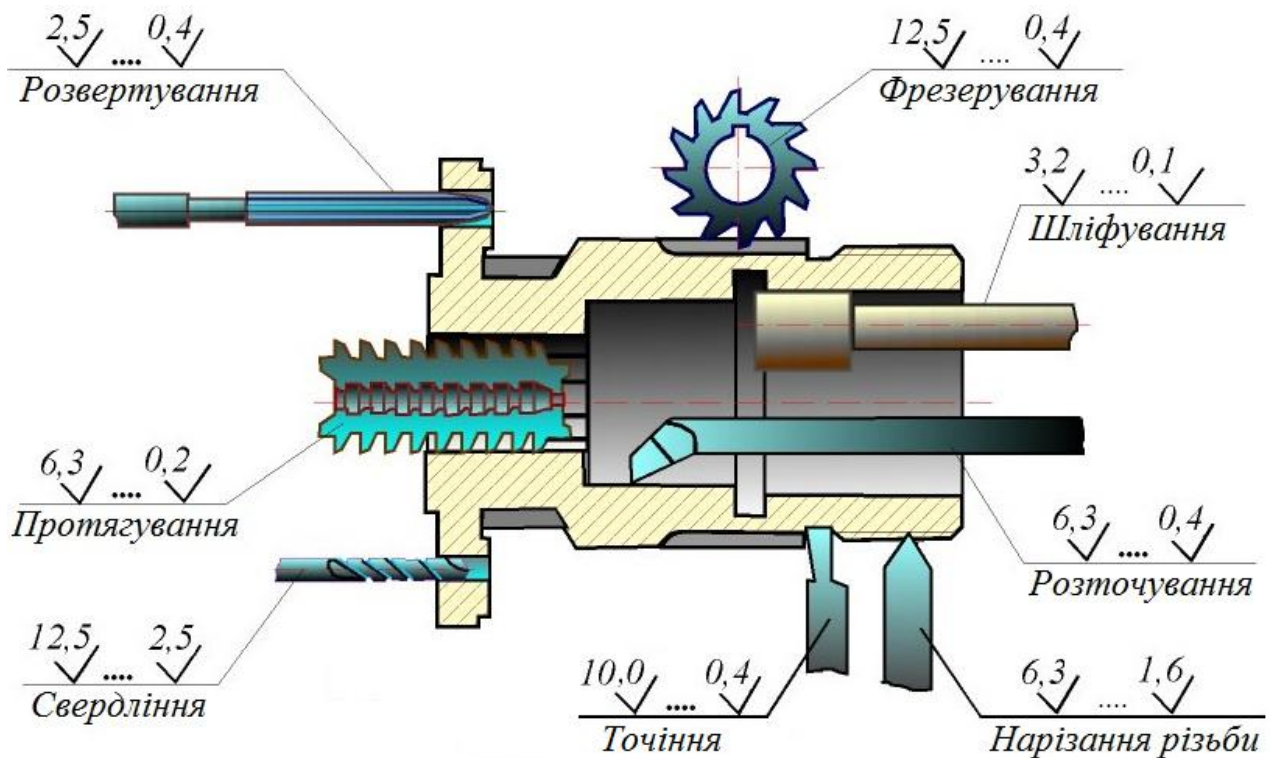


Рис. 14.18. Відповідність між методом обробки та шорсткістю

Перед проставлянням лінійних розмірів обирають торцеву базову поверхню, від якої проставляють довжини всіх ступеней валу. Рекомендовано лінійні розміри елементів валу проставляти комбінованим методом. Це дозволить забезпечити потрібну точність при виготовленні валу, а також проконтролювати довжини відповідальних ступеней, що слугують для встановлення інших деталей на валу. Також проставляють діаметри всіх шийок валу разом з допусками. Допуски відхилення діаметрів важливих ступеней валу обирають згідно рекомендацій вказаних на рис. 14.7.

За поздовжню базу найчастіше обирають вісь обертання валу. На частини валу, до яких висуваються підвищені вимоги щодо точності обробки (шипи для підшипників, шийки для встановлення зубчастих коліс, тощо), ставлять допуски форми та розташування (додаток 45) відносно обраної бази або ж поверхонь валу між собою.

Над основним написом зазначають технічні вимоги до виготовлення валу. Тут записують вимоги щодо твердості поверхні валу, радіуси невказаних скруглень та галтелей, а також невказані граничні відхилення розмірів.

Зубчасте колесо належить до деталей зі стандартними елементами. Виготовлення зубчастих коліс відбувається послідовно на кількох різних верстатах – токарному, фрезерному, зубонарізному, тощо. Тому до креслення зубчастих коліс висуваються підвищені вимоги щодо точності та якості оброблюваних поверхонь.

Найчастіше креслення зубчастого колеса містить один осьовий переріз, який розміщується вертикально. В цьому перерізі зображують всі конструктивні елементи колеса: обід, диск, маточину, тощо. Шпонковий паз або ж шліци для посадки колеса на вал зображують окремо разом з центральним посадочним отвором. В деяких випадках, коли зубчасте колесо має складну форму (ребра жорсткості некруглі отвори, тощо) або ж складається з кількох окремих деталей – додатково виконують боковий вигляд колеса, який дозволяє повністю уявити форму спроектованої деталі під час її виготовлення.

Нанесення шорсткості на поверхні зубчастого колеса відбувається у відповідності до методу та чистоти обробки окремих поверхонь колеса (рис. 14.18). Однак, для зубчастого вінця шорсткість вказується окремо для – діаметру вершин, для евольвентної поверхні зубця, для діаметру западин та для торцевої поверхні вінця.

Лінійні розміри та діаметри колеса разом з допусками проставляють у відповідності до загальних вимог. Обов'язковими для проставляння є – діаметр вершин колеса та робоча ширина вінця. Оскільки, колеса мають невелику ширину порівняно з діаметром, то лінійні розміри рекомендовано проставляти координатним методом від однієї базової поверхні. Найчастіше такою базою є торцева поверхня зубчастого вінця колеса, котра перпендикулярна до осі обертання. За основну базу найчастіше обирають вісь обертання колеса.

Допуски форми та розташування вказують для посадочного отвору колеса, діаметра вершин зубчастого вінця, а також для його торцевої поверхні по відношенню до базової осі колеса (рис. 14.19). Це потрібно, щоб забезпечити мінімальне радіальне та осьове биття колеса під час роботи (додаток 45).

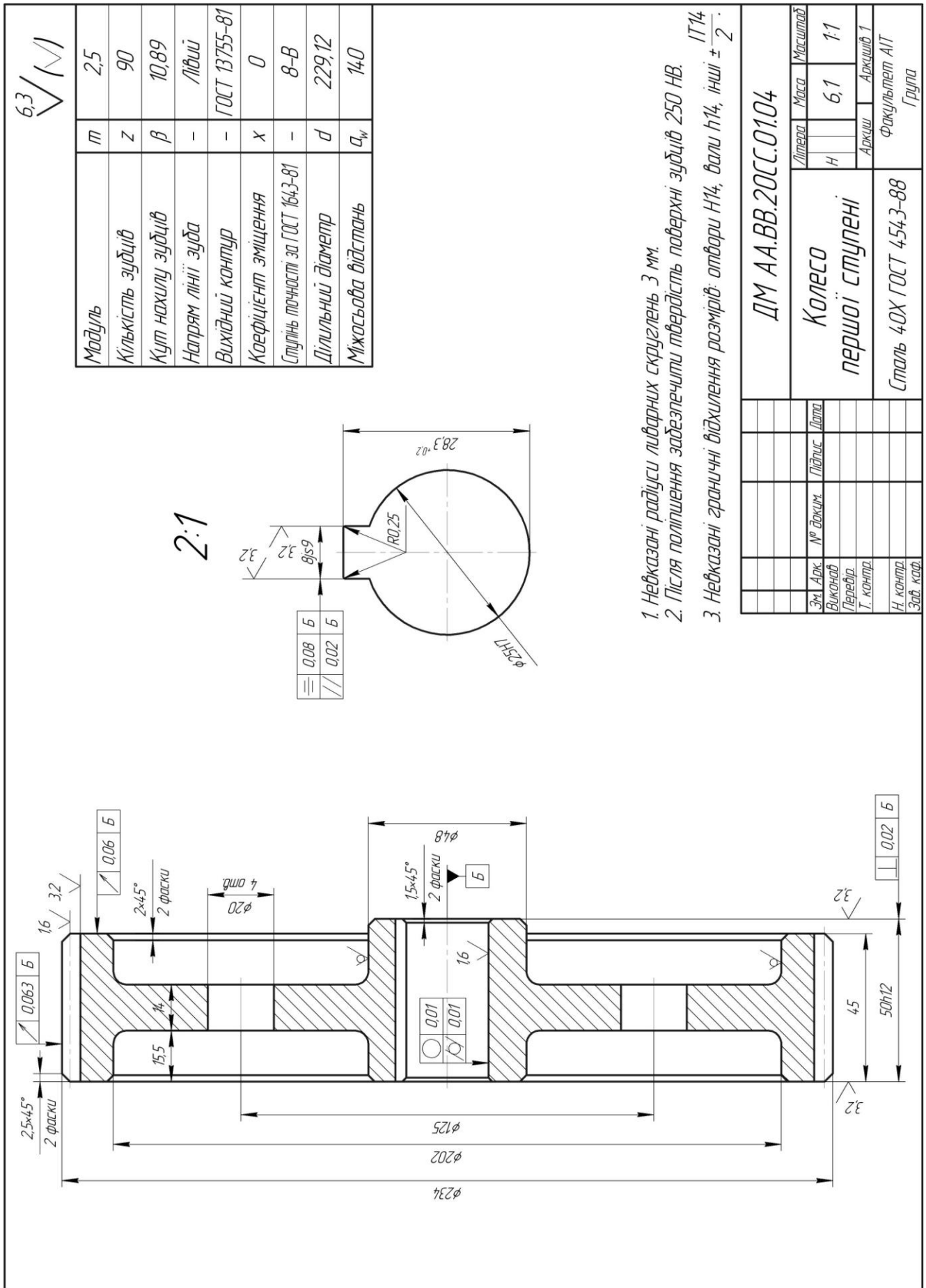


Рис. 14.19. Приклад виконання робочого креслення циліндричного зубчастого колеса

Для виготовлення та контролю циліндричних і конічних зубчастих коліс, а також черв'ячних валів і коліс, на аркуш наносять зведену таблицю параметрів зубчастого вінця. На рис. 14.20 показано розташування таблиці по відношенню до основної рамки на аркуші креслення та її розміри. В таблиці записують теоретичні параметри, що стосуються характеристики зубчастого зачеплення.

Модуль	m	
Кількість зубців	z	
Кут нахилу зубців	β	
Напрямок лінії зуба	-	
Вихідний контур	-	
Коефіцієнт зміщення	x	
Ступінь точності за ГОСТ 1643-81	-	
Діалільний діаметр	d	
Міжосьова відстань	a_w	
65	10	35

Рис. 14.20. Таблиця параметрів зубчастого колеса

В технічних вимогах до виготовлення зубчастих коліс зазначають рекомендації щодо твердості поверхні зубців та їх термообробки, радіуси неказаних ливарних або штампувальних скруглень, а також неказані граничні відхилення розмірів.

Вал-шестерні виготовляють у випадку, коли неможливо виконати окремо шестерню та валу через малий діаметр шестерні. Крім того таке поєднання дає змогу суттєво зміцнити робочу поверхню шестерні та спростити збирання редуктора чи коробки передач. При виконанні робочого креслення валу-шестерні користуються загальними принципами підготовки креслення валу та шестерні (рис. 14.21).

Втулка для встановлення підшипника та кришка підшипника належать до нерухомих деталей. Основним призначенням цих деталей є утримання підшипника в заданому положенні та підтримка його працездатності. Основною вимогою при виконанні робочих креслень цих деталей є забезпечення розміру та гладкої поверхні посадочного місця таким, що дозволяє легке прокручування нерухомого кільця підшипника (рис. 14.22...14.23).

Дистанційна втулка (рис. 14.24) утримує обертові деталі, що встановлені на валу від їх осьового переміщення. Така втулка повинна мати достатню міцність та бути легко знімною при демонтажі валу.

Оглядова кришка (рис. 14.25) належить до листових невідповідальних деталей, при виготовленні яких, не висуваються вимоги щодо точності. Здебільшого такі кришки виготовляють з листового прокату, поверхня якого не оброблюється.

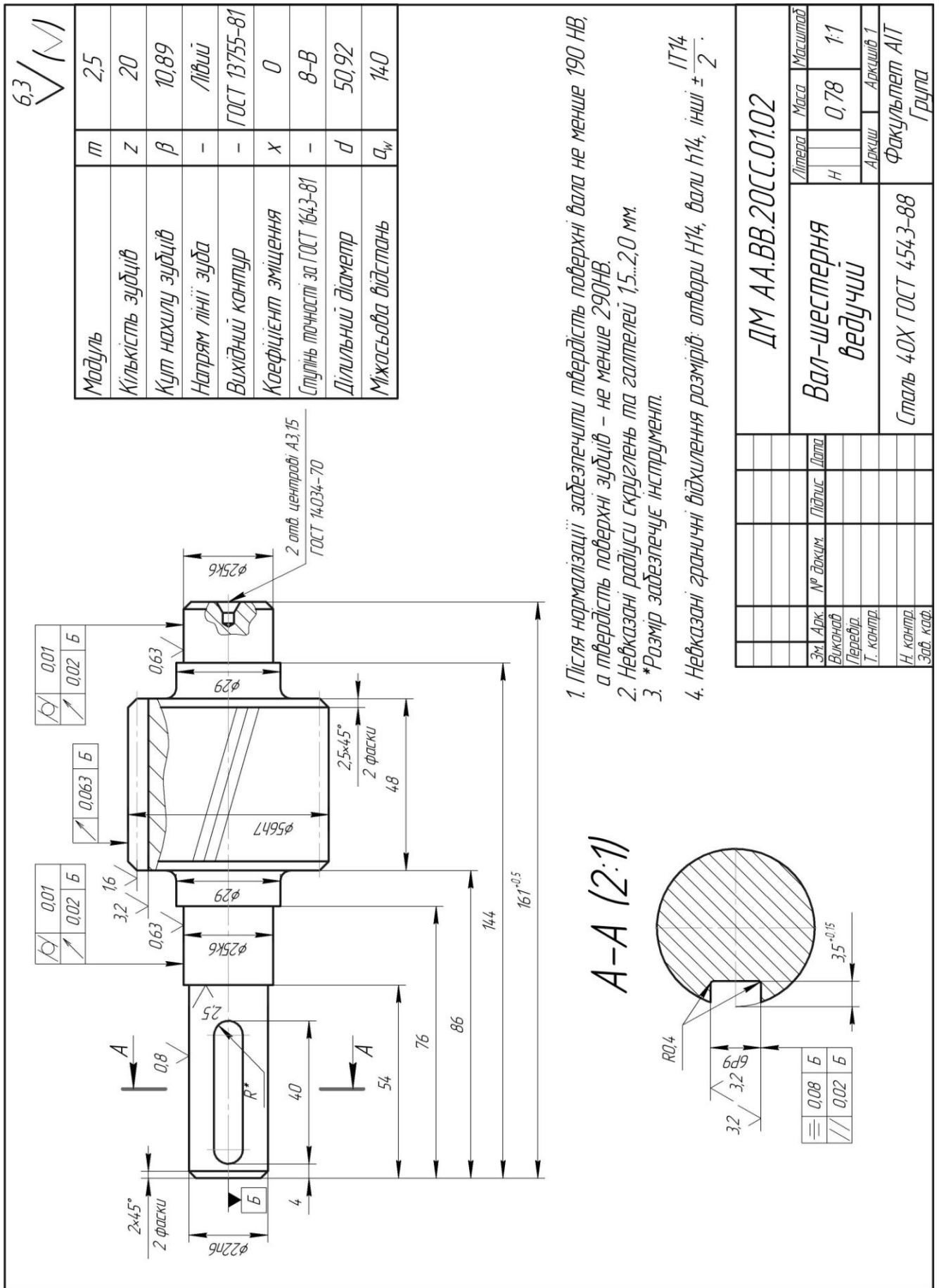
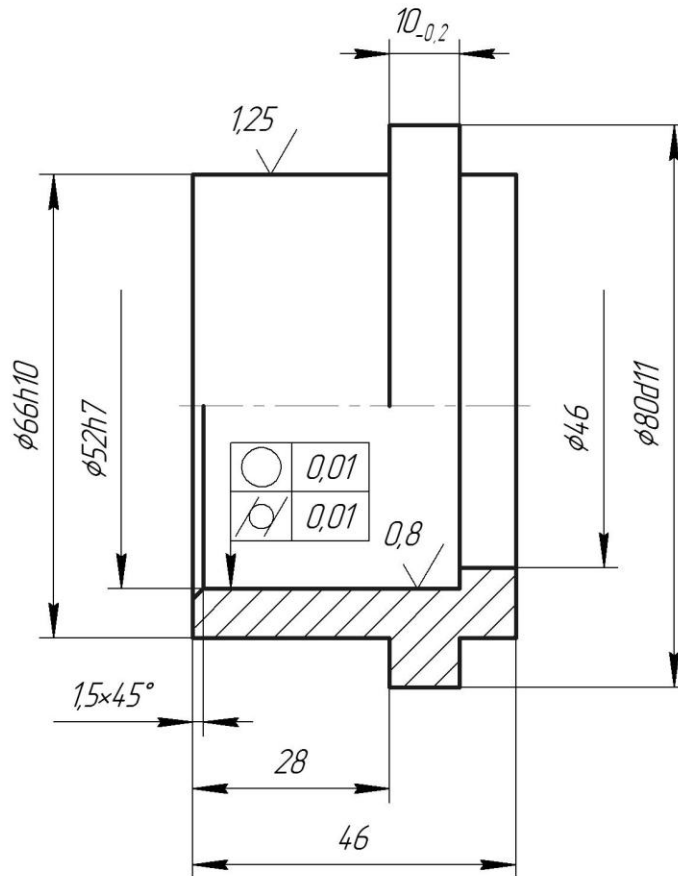


Рис. 14.21. Приклад виконання робочого креслення вал-шестерні

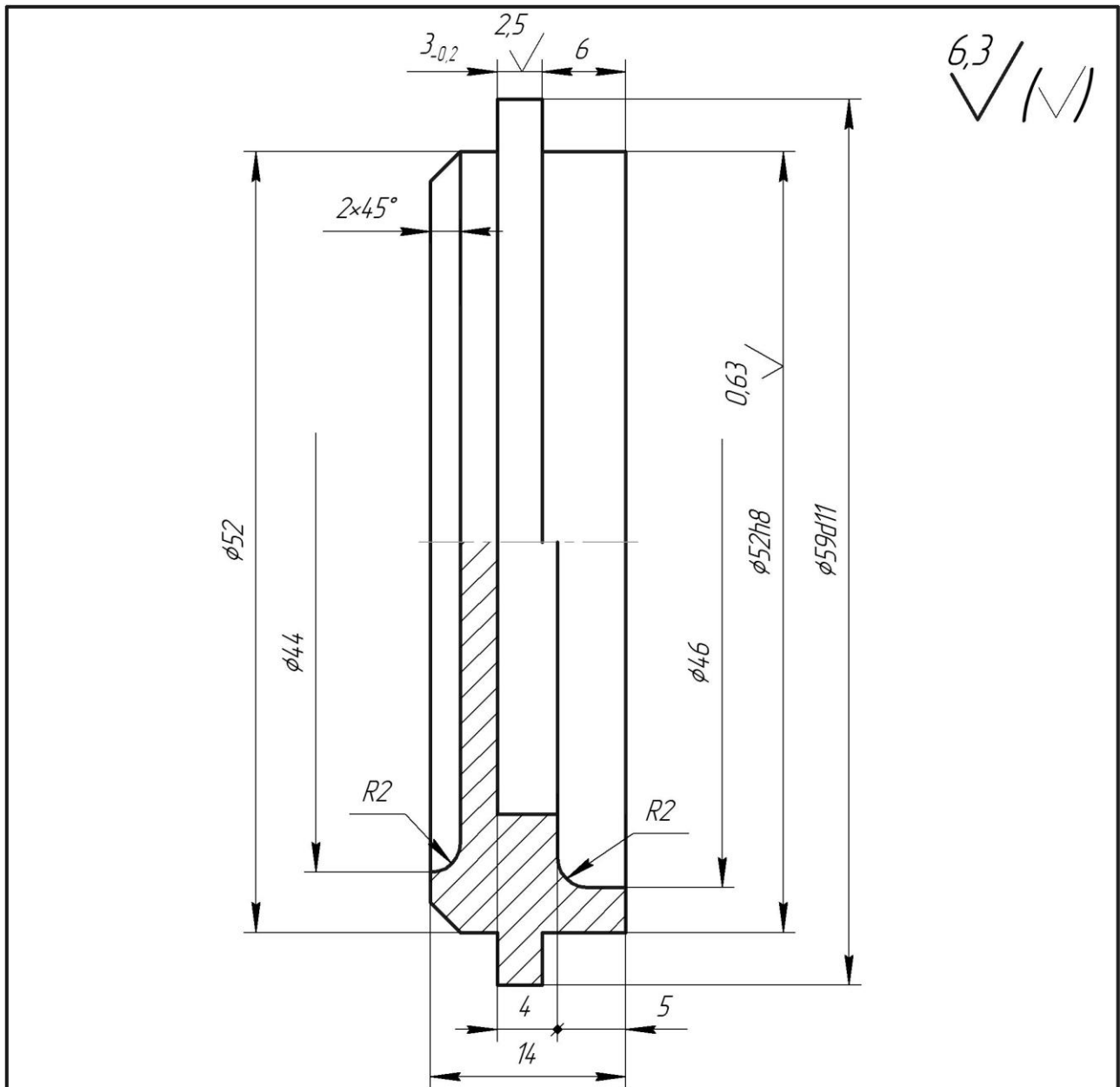
6,3
√ M



1. Гострі кромки притупити.
2. Невказані радіуси скруглень 1,0 мм.
3. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, інші $\pm \frac{IT14}{2}$.

					<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.05</i>		
					<i>Втулка</i>		
					<i>Сталь 20 ГОСТ 1050-88</i>		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Літера	Маса	Масштаб
Виконав					Н	0,35	1:1
Перевір.					Аркцш		Аркцшів 1
Т. контр.					<i>Факультет АІТ Група</i>		
Н. контр.							
Зав. каф.							

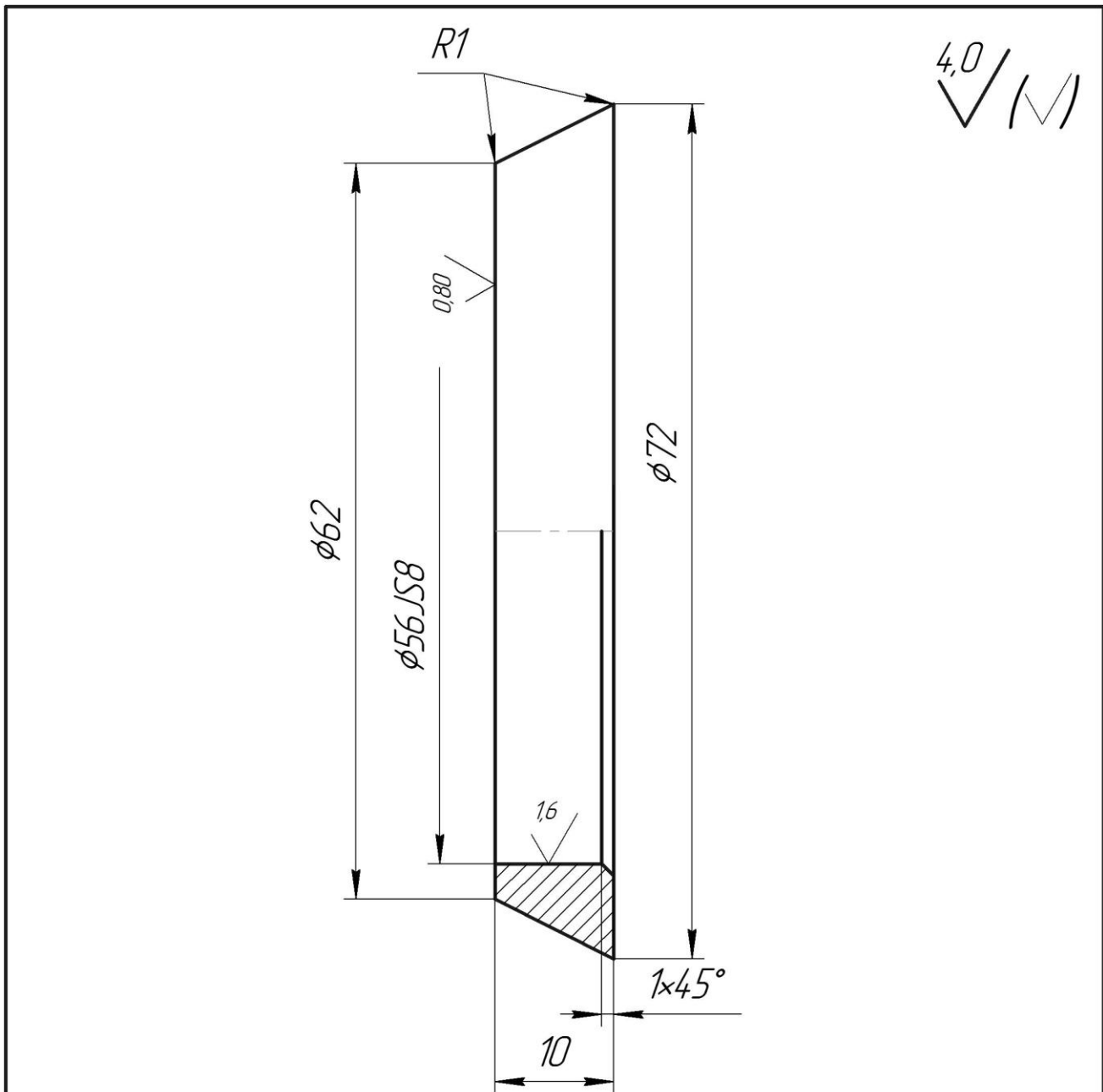
Рис. 14.22. Приклад виконання робочого креслення втулки



- Невказані радіуси скруглень 1,0 мм.
- Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, вали h14, інші $\pm \frac{IT14}{2}$.

					<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.11</i>		
					<i>Кришка підшипника</i>		
					<i>Сталь 30 ГОСТ 1050-88</i>		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Літера	Маса	Масштаб
Виконав					Н	0,19	2,5:1
Перевір.					Аркцш	Аркців 1	
Т. контр.					Факультет АІТ Група		
Н. контр.							
Зав. каф.							

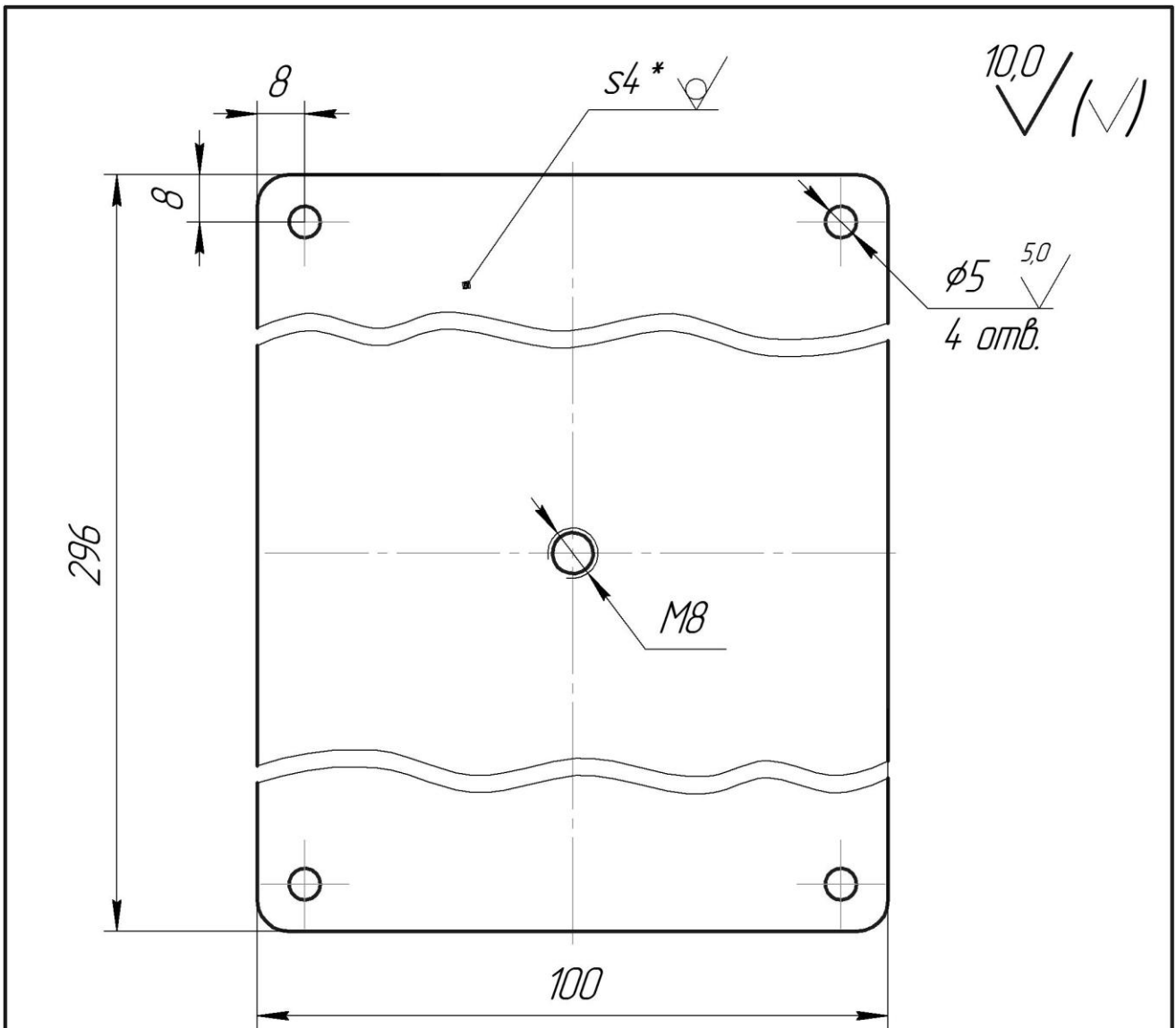
Рис. 14.23. Приклад виконання робочого креслення кришки підшипника



1. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, вали h14, інші $\pm \frac{IT14}{2}$.

					<i>ДМ АА.ВВ.20СС.01.10</i>		
					<i>Втулка</i>		
					<i>Сталь 20 ГОСТ1050-88</i>		
					<i>Факультет АІТ Група</i>		
Зм.	Арк.	№ докum.	Підпис	Дата	Літера	Маса	Масштаб
Виконав					Н	0,03	2:1
Перевір.					Аркцш	Аркцшів 1	
Т. контр.							
Н. контр.							
Зав. каф.							

Рис. 14.24. Приклад виконання робочого креслення втулки



1. Невказані граничні відхилення розмірів: отвори H14, вали h14, інші $\pm \frac{IT14}{2}$.
2. Гострі кромки притупити.
3. *Розміри для довідок.

					ДМ АА.ВВ.20СС.01.18		
					Кришка оглядова		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Літера	Маса	Масштаб
Виконав					Н	0,93	1:1
Перевір.					Аркцш		Аркцшів 1
Т. контр.					Факультет АІТ		
Н. контр.					Група		
Зав. каф.					Лист $\frac{4 \text{ ГОСТ } 19903-2015}{\text{Ст } 3 \text{ ГОСТ } 380-2005}$		

Рис. 14.25. Приклад виконання робочого креслення оглядової кришки

15. ЗАХИСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Захист є завершальним етапом роботи над курсовим проектом. Під час захисту члени комісії виявляють та оцінюють повноту теоретичних та практичних знань студента з дисципліни «Деталі машин».

Під час захисту в доповіді, студент повинен розкрити зміст виконаного курсового проекту, розповісти технічні параметри і призначення спроектованого приводу та пояснити особливості проведених розрахунків.

Після доповіді студента, члени комісії ставлять три-п'ять типових питань з наступного переліку.

1. Поясніть, що таке механічна потужність. Взаємозв'язок між потужністю та зусиллям.

2. Поясніть, що таке крутний момент. Взаємозв'язок між крутним моментом та механічною потужністю.

3. Поясніть, що таке кутова швидкість. Взаємозв'язок між кутовою та лінійною швидкістю.

4. Поясніть, що таке частота обертання. Взаємозв'язок між частотою обертання та кутовою швидкістю.

5. Поясніть, що таке механічний коефіцієнт корисної дії (ККД) одного та кількох елементів, що з'єднані послідовно.

6. Поясніть, за якими параметрами обирається електродвигун приводу.

7. Поясніть, природу передачі крутного моменту за допомогою пасових передач.

8. Поясніть, відмінності між плоскопасовою, клинопасовою та полікліновою передачами.

9. Способи натягу паса в пасових передачах.

10. Поясніть, що таке кут обхвату шківів та його вплив на роботу пасової передачі.

11. Вкажіть кількість пасів в клинопасовій передачі та вплив їх числа на роботу пасової передачі.

12. Вкажіть кількість ребер паса в полікліновій передачі та вплив їх числа на роботу пасової передачі.

13. Способи натягу ланцюгової передачі.

14. Визначення передаточного числа: пасової передачі, ланцюгової передачі, зубчастої циліндричної передачі, зубчастої конічної передачі, черв'ячної передачі.

15. Визначення загального передаточного числа кількох передач, що розташовані послідовно

16. Поясніть, що таке редуктор, мультиплікатор, синхронізатор.

17. Поясніть призначення редуктора, мультиплікатора, синхронізатора.

18. Поясніть, що таке міжосьова відстань пасової, ланцюгової, зубчастої циліндричної, черв'ячної передачі.

19. Вкажіть три основні етапи розрахунку зубчастих передач.

20. Поясніть, що визначається при проектувальному розрахунку за умови контактної витривалості циліндричних зубчастих передач.

21. Поясніть, що визначається при проектувальному розрахунку за умови контактної витривалості конічних зубчастих передач.
22. Поясніть, що визначається при геометричному розрахунку зубчастих передач.
23. Поясніть для чого проводиться перевірка зубців на вигин.
24. Поясніть, що таке ступень редуктора. Визначте скільки ступеней має редуктор.
25. Переваги і недоліки зубчастої конічної передачі.
26. Переваги і недоліки черв'ячної передачі.
27. Поясніть, що таке заходи в черв'яка та скільки їх може бути.
28. Поясніть призначення стакана ведучого валу в конічній передачі.
29. Поясніть призначення кришки підшипника та їх конструкції.
30. Поясніть призначення оглядової кришки редуктора.
31. Поясніть призначення дистанційних втулок.
32. Поясніть призначення ущільнювальних манжет.
33. Поясніть способи мащення зубчастих передач редуктора.
34. Поясніть призначення масловказівників та їх конструкції.
35. Поясніть для чого забезпечувати вентиляцію картера редуктора.
36. Поясніть, які матеріали та їх термообробка застосовуються для виготовлення циліндричних та конічних зубчастих коліс.
37. Поясніть, які матеріали та їх термообробка застосовуються для виготовлення валів.
38. Поясніть, які матеріали застосовуються для виготовлення корпусів та кришок редукторів.
39. Поясніть, які матеріали застосовуються для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса.
40. Поясніть різницю між прямозубою, косозубою і шевронною циліндричними передачами. Вкажіть переваги та недоліки кожної з них.
41. Поясніть, що таке дільний діаметр колеса.
42. Поясніть, що таке діаметр западин колеса.
43. Поясніть, що таке діаметр вершин колеса.
44. Поясніть, що таке нормальний і торцевий модуль косозубої та шевронної циліндричної передачі.
45. Поясніть, які типи підшипників кочення застосовуються у машинобудуванні.
46. Маркування підшипників кочення.
47. Призначення радіальних, радіально-упорних та упорних підшипників кочення.
48. Поясніть, як здійснюється монтаж, демонтаж та регулювання підшипників кочення.
49. Поясніть, в чому полягає перевірний розрахунок підшипників кочення.
50. Поясніть, як забезпечити мащення підшипників кочення.
51. Поясніть, які сили діють в зубчастому зачепленні.
52. Обґрунтуйте конструкцію валів редуктора.

53. Поясніть порядок визначення діаметрів ступеней валу на початку комплектування редуктора.
54. Поясніть етапи статичного розрахунку валу.
55. Призначення шпонкових з'єднань.
56. Типи шпонкових з'єднань.
57. Призначення шліцьових з'єднань.
58. Профіль шліців.
59. Поясніть, в чому полягає перевірний розрахунок шпонкових з'єднань.
60. Поясніть, в чому полягає перевірний розрахунок шліцьових з'єднань.
61. Типи, конструкції та призначення муфт, що засновані у спроектованому приводі.
62. Поясніть перевірний розрахунок пружних муфт.
63. Поясніть проектувальний розрахунок запобіжних муфт.
64. Обґрунтуйте конструкцію рами приводу.
65. Поясніть, які типи зварних швів використовують при виготовленні рами.

Крім того, студент повинен знати та пояснити призначення всіх елементів, що містить привод та редуктор, зокрема. Потрібно знати призначення всіх розмірів і написів, що вказані на складальних кресленнях. На робочих кресленнях деталей потрібно знати призначення всіх технічних умов, рекомендацій, допусків та розмірів.

Поставлені питання дозволяють з'ясувати глибину засвоєння методів розрахунку і проектування типових вузлів і окремих деталей машин студентом, а також найбільш об'єктивно оцінити його знання.

ЗАВДАННЯ ДО КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Тема 1. Привід стрічкового транспортера

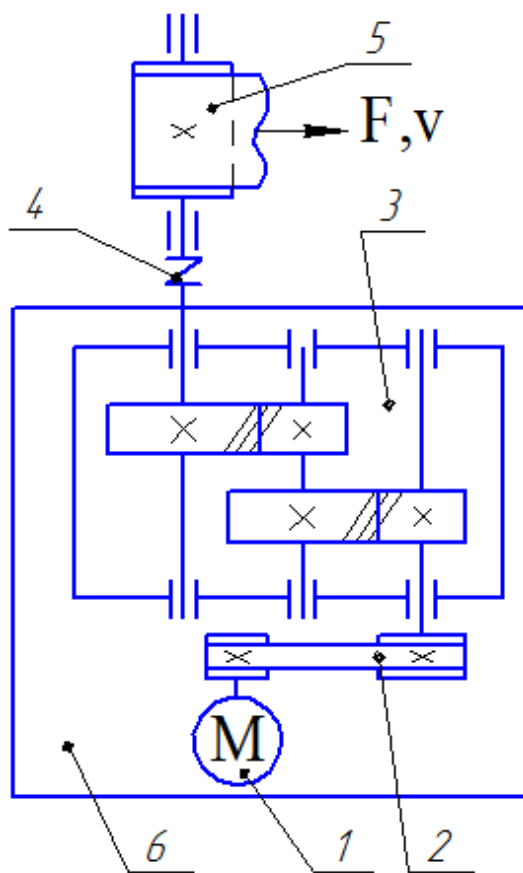
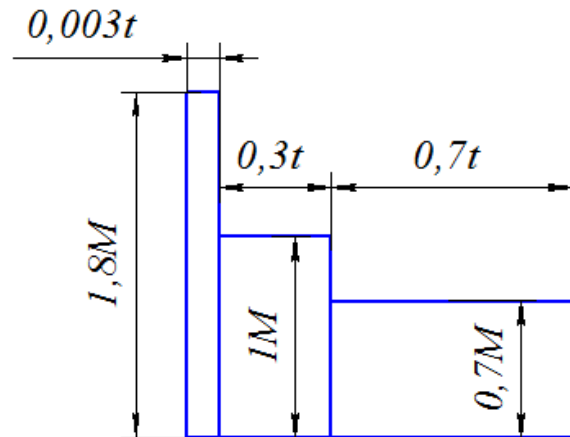


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 9 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$V, \text{м/с}$	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7
$D, \text{мм}$	600	600	550	550	550	500	500	450	450	500
Твердість	150...180HB	170...200HB	200...230HB	230...270HB	45...50HRC					

Тема 2. Привід вантажопідіймальної лебідки

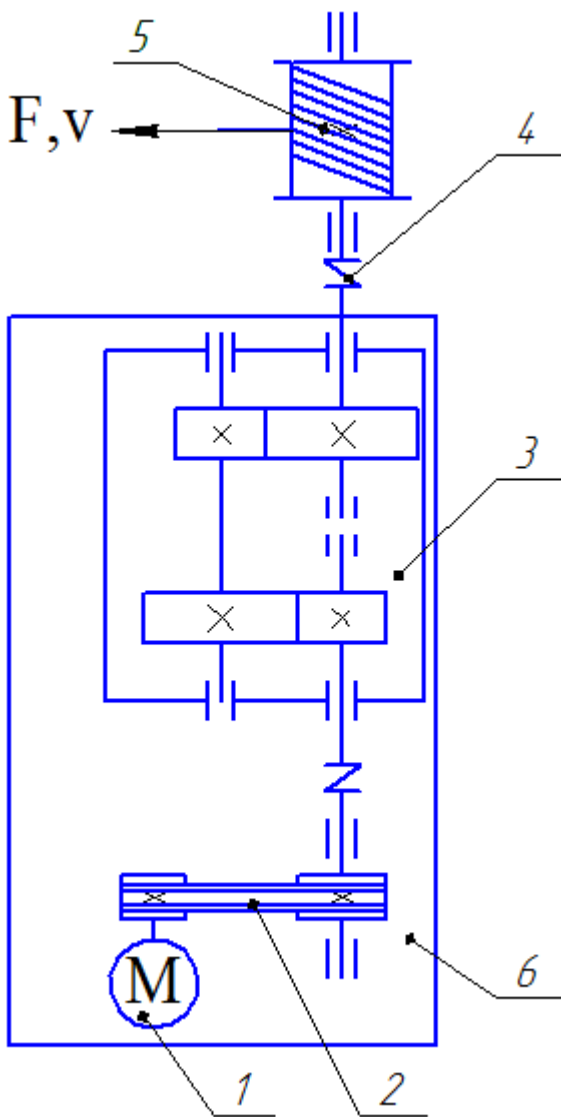
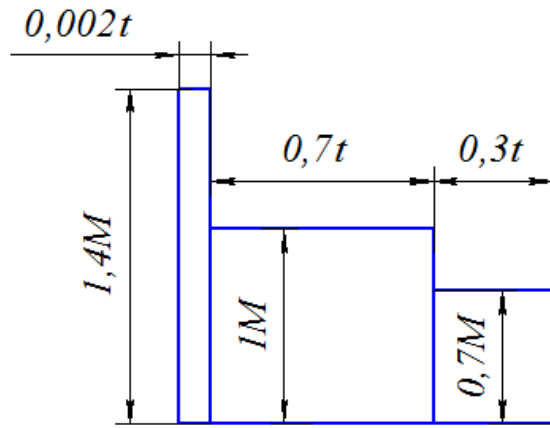


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 6 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	650	650	600	600	550	550	500	500	400	400
Твердість	180...210HB	230...250HB	250...270HB	48...51HRC	52...57HRC					

Тема 3. Привід скребкового конвеєра

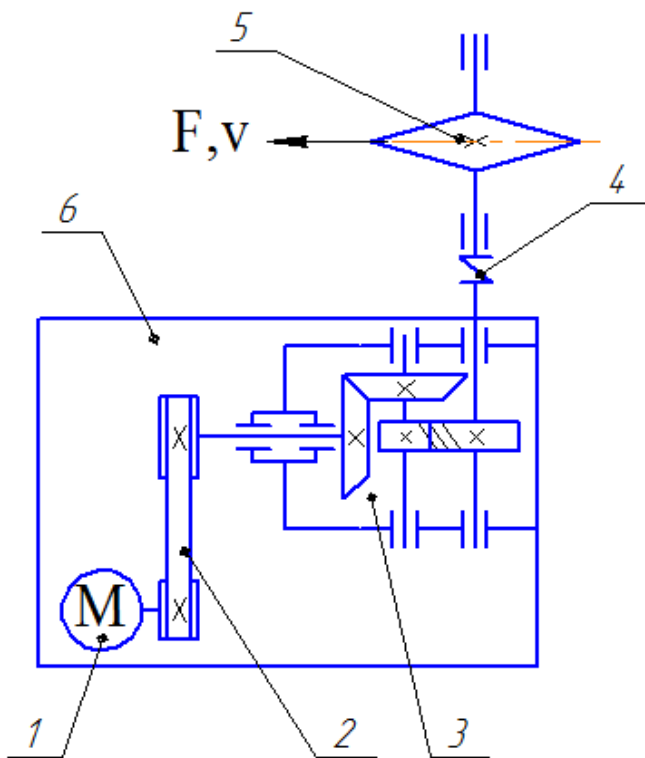
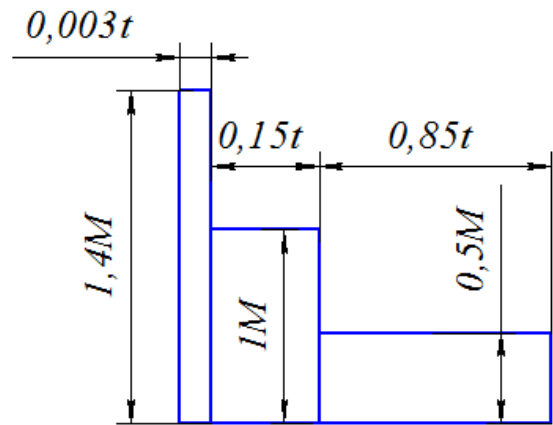


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор конічно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 10 місяців у рік, 12 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
z	13	13	12	12	11	11	10	10	9	9
$t, \text{мм}$	100	125	100	125	100	125	100	125	100	125
Твердість	160...190HB	200...230HB	220...250HB	48...52HRC	53...58HRC					

Тема 4. Привід гвинтового конвеєра

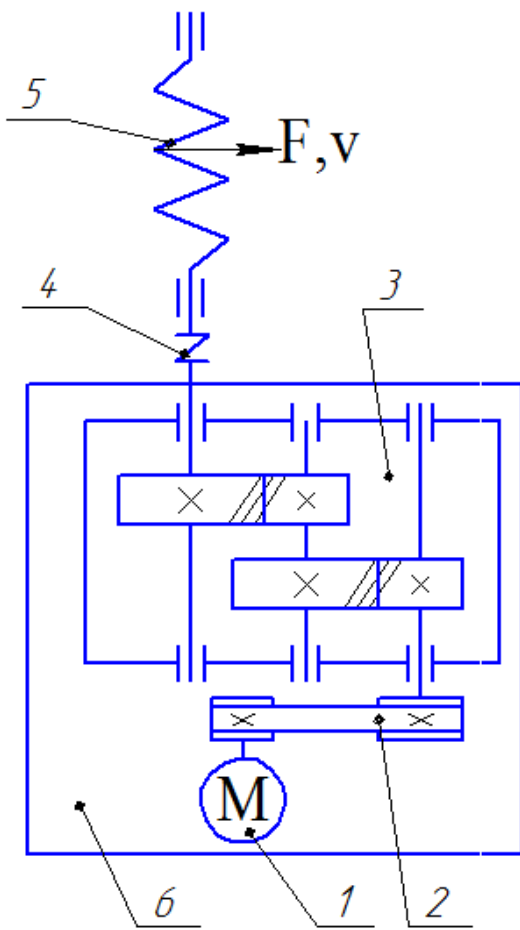
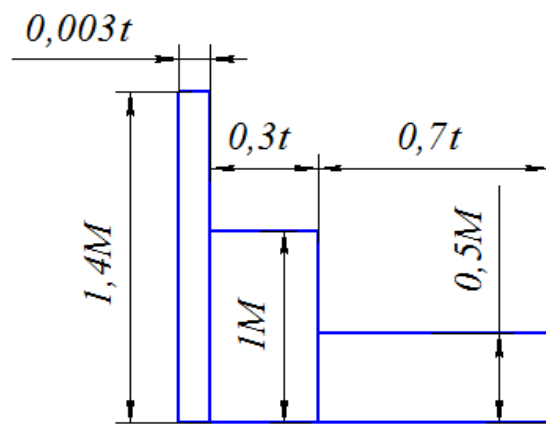


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскостасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 11 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

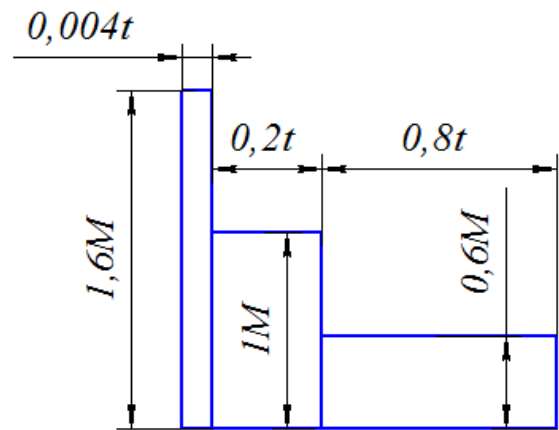
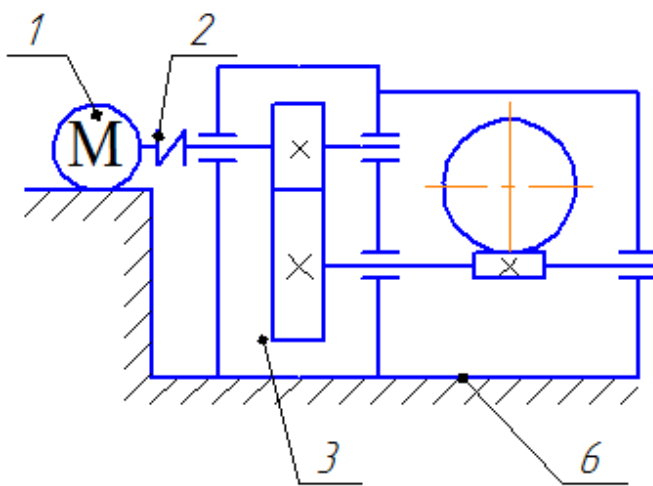
Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	300	300	350	350	400	400	450	450	500	500
Твердість	150...170НВ		170...190НВ		180...200НВ		210...230НВ		230...250НВ	

Тема 5. Привід ланцюгового конвеєра



Графік навантаження приводу

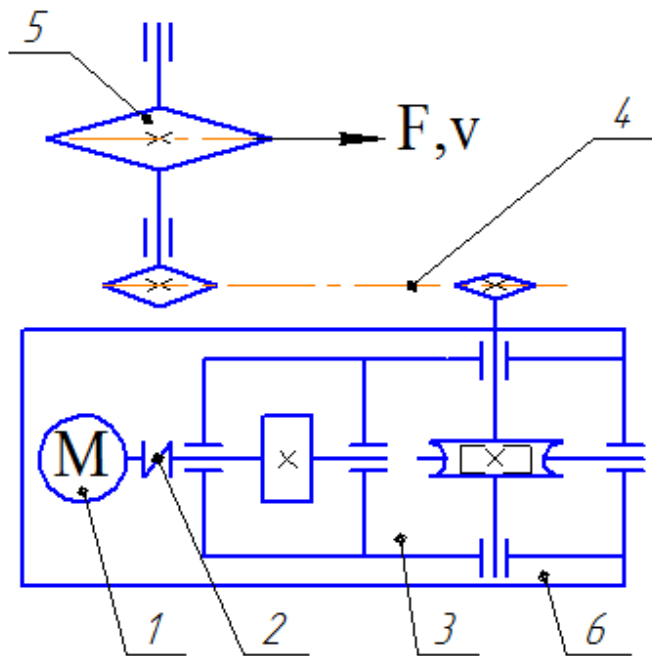


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндрично-червячний.
4. Ланцюгова передача.
5. Зірочка ланцюгового конвеєра.
6. Рама зварна.

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 11 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9
z	6	7	8	9	10	10	9	8	7	6
$t, \text{мм}$	160	125	160	125	160	125	160	125	160	125
Твердість	145...160НВ	170...190НВ	250...280НВ	49...53HRC	55...60HRC					

Тема 6. Привід скребкового конвеєра

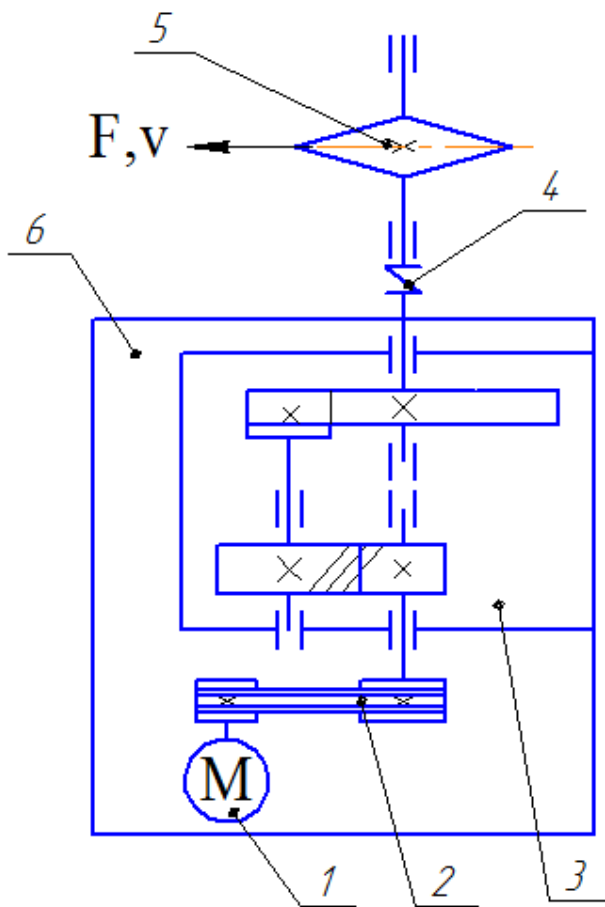
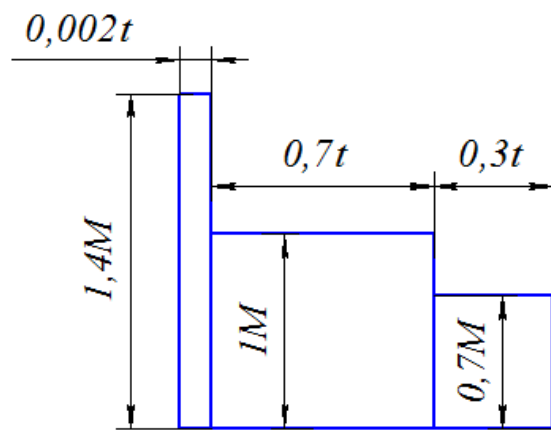


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопосова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 8 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$V, \text{м/с}$	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9	1	1	1,1	1,1
z	7	7	8	8	9	9	10	10	11	11
$t, \text{мм}$	160	125	160	125	160	125	160	125	160	125
Твердість	55...60HRC		49...53HRC		250...280HB		200...230HB		180...200HB	

Тема 7. Привід гвинтового конвеєра

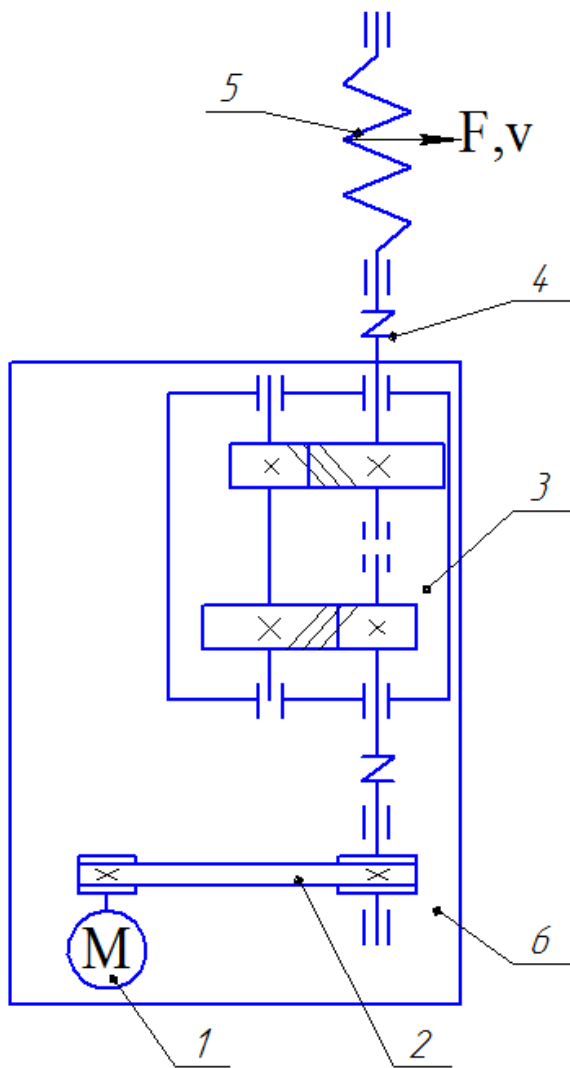
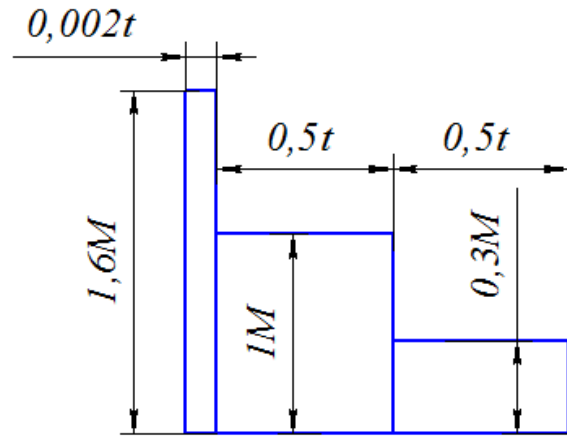


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 6 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

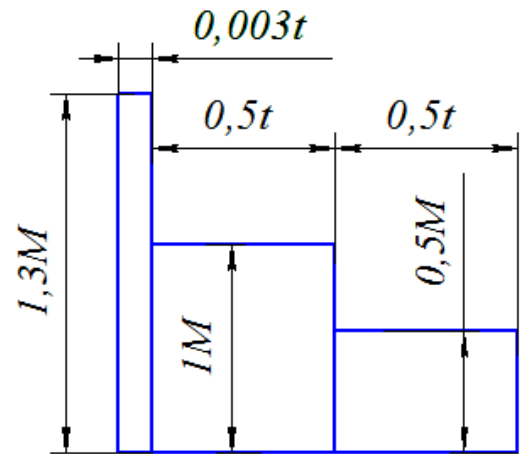
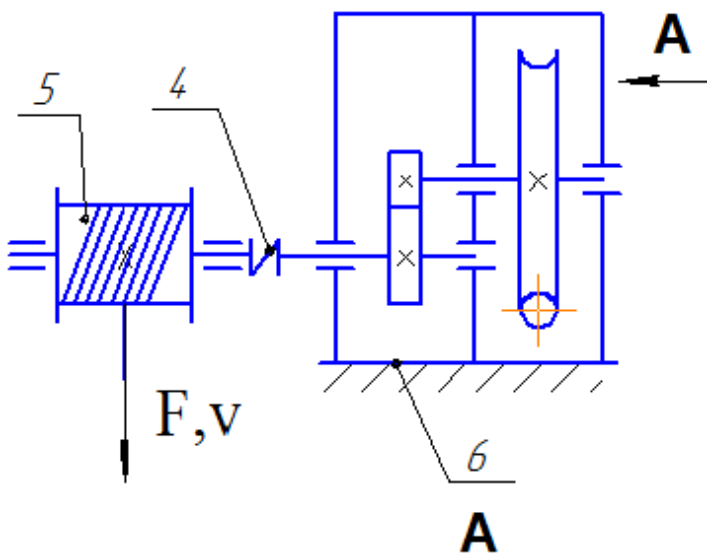
Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	5,5	5	4,5	4	3,5	3	2,5	2	1,5	1
$V, \text{м/с}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$D, \text{мм}$	500	500	450	450	400	400	350	350	300	300
Твердість	49...53HRC		250...270HB		200...230HB		180...210HB		145...170HB	

Тема 8. Привід вантажопідіймальної лебідки



Графік навантаження приводу

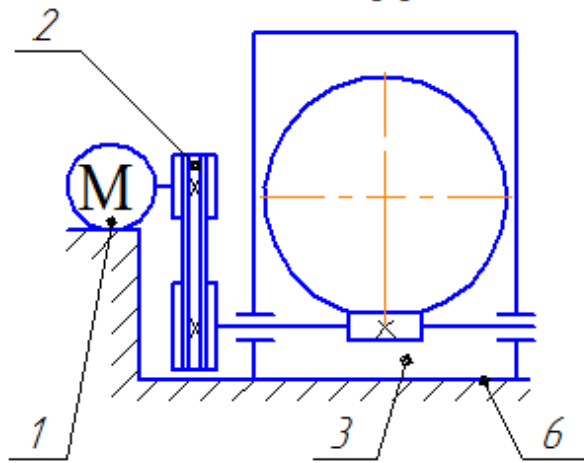


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор черв'ячно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна

Гарантійний термін роботи – 7 років.
Привід працює 5 місяців у рік, 12 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$V, \text{м/с}$	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7
$D, \text{мм}$	600	600	550	550	550	500	500	450	450	500
Твердість	150...170НВ	170...200НВ	200...220НВ	220...250НВ	240...270НВ					

Тема 9. Привід ланцюгового конвеєра

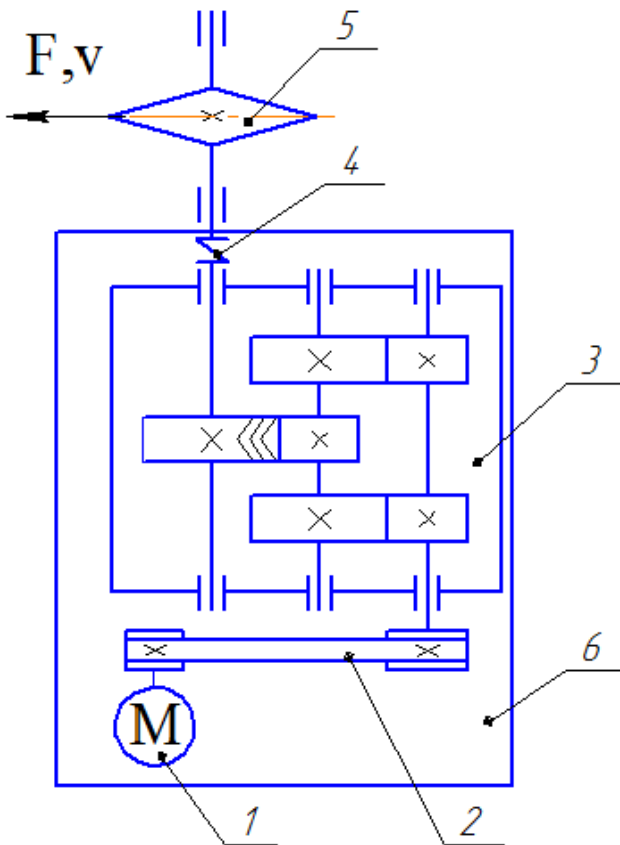
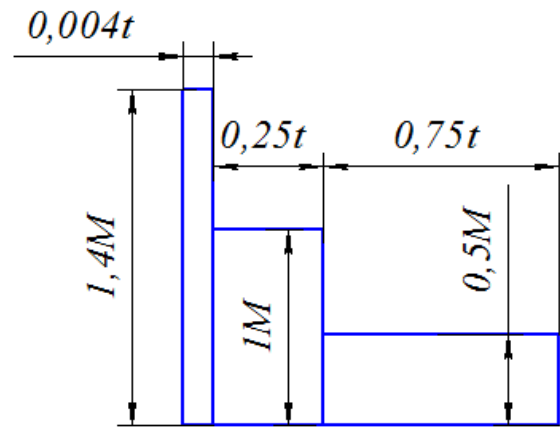


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка ланцюгового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 5 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$V, \text{м/с}$	0,9	0,9	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5
z	6	7	8	9	10	6	7	8	9	10
$t, \text{мм}$	125	160	125	160	125	160	125	160	125	160
Твердість	50...57HRC		57...63HRC		250...270HB		200...230HB		180...200HB	

Тема 10. Привід скребкового конвеєра

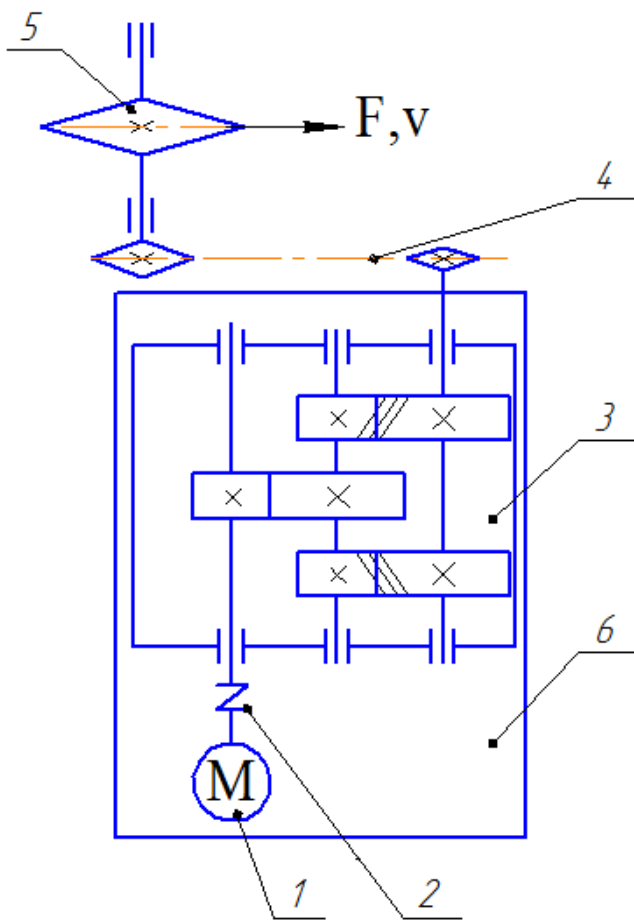
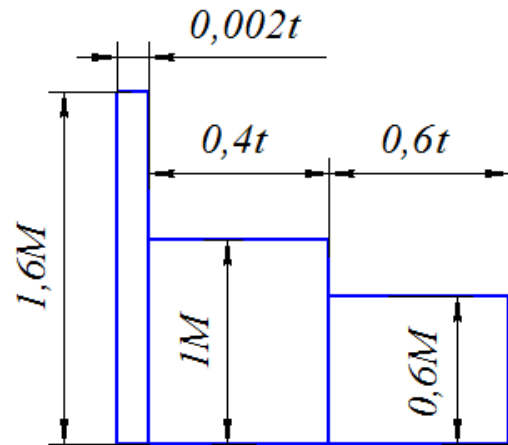


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Ланцюгова передача.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 5 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється пересуванням веденої зірочки.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поківки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6	5,5
$V, \text{м/с}$	0,4	0,6	0,8	1	1,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2
z	11	13	11	13	11	13	11	13	11	13
$t, \text{мм}$	100	100	125	125	100	125	100	125	100	125
Твердість	52...55HRC		57...63HRC		55...60HRC		250...280HB		230...260HB	

Тема 11. Привід стрічкового транспортера

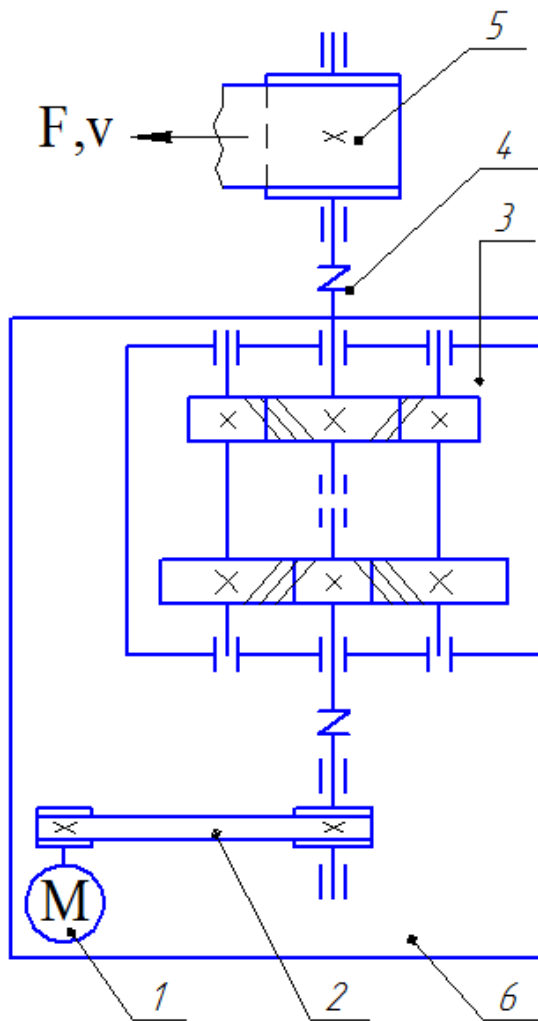
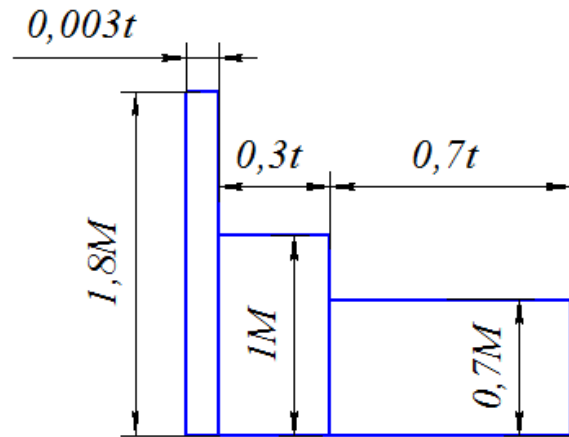


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 9 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7
$V, \text{м/с}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
$D, \text{мм}$	350	400	450	500	550	350	400	450	500	550
Твердість	150...170НВ	190...220НВ	49...53HRC	53...56HRC	57...63HRC					

Тема 12. Привід гвинтового конвеєра

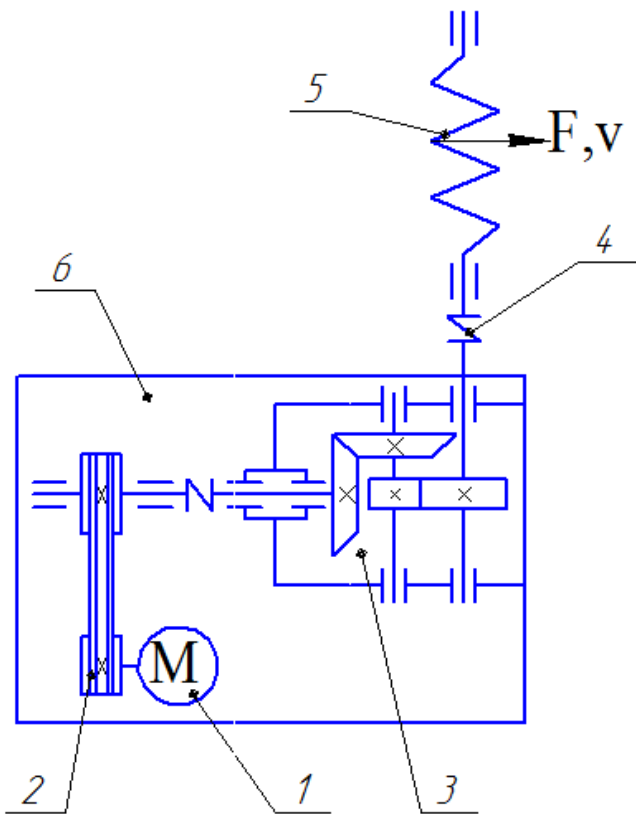
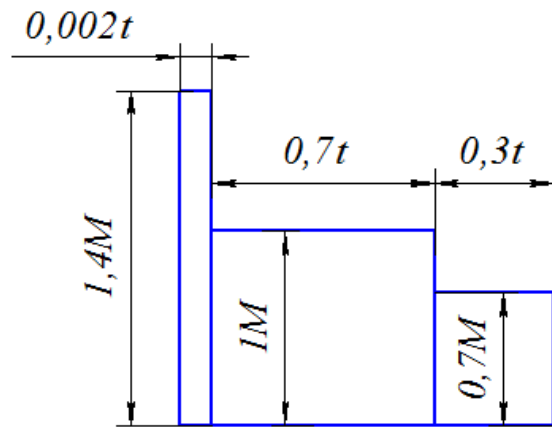


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор конічно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 9 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

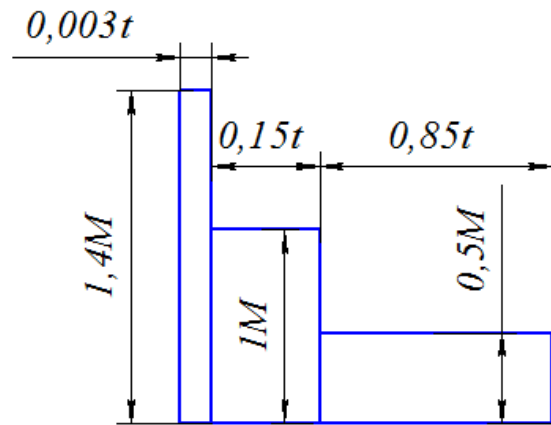
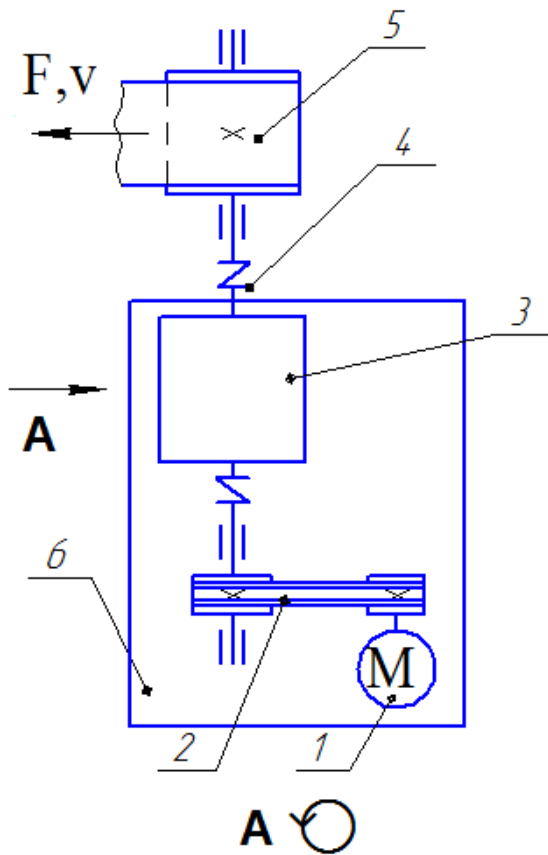
Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	10	8	8	6	6	4	4	2	2
$V, \text{м/с}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
$D, \text{мм}$	350	400	450	500	550	350	400	450	500	550
Твердість	50...53HRC		52...55HRC		48...53HRC		240...270HB		200...230HB	

Тема 13. Привід стрічкового транспортера



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 7 років.
Привід працює 6 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пере-
суванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після
термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

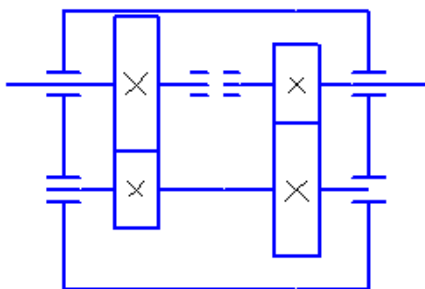


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний
двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	650	650	600	600	550	550	500	500	400	400
Твердість	170...190HB		220...250HB		49...53HRC		54...58HRC		57...63HRC	

Тема 14. Привід вантажопідіймальної лебідки

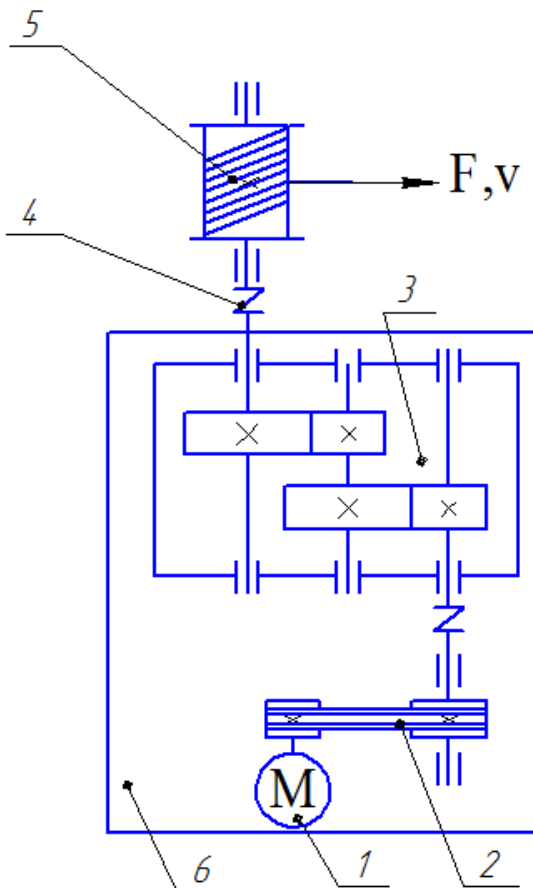
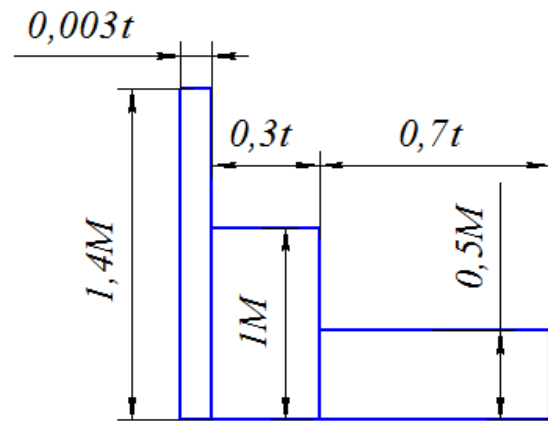


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 7 місяців у рік, 18 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$V, \text{м/с}$	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
$D, \text{мм}$	400	400	500	500	550	550	600	600	650	650
Твердість	57...63HRC		55...60HRC		48...53HRC		250...280HB		180...220HB	

Тема 15. Привід скребкового конвеєра

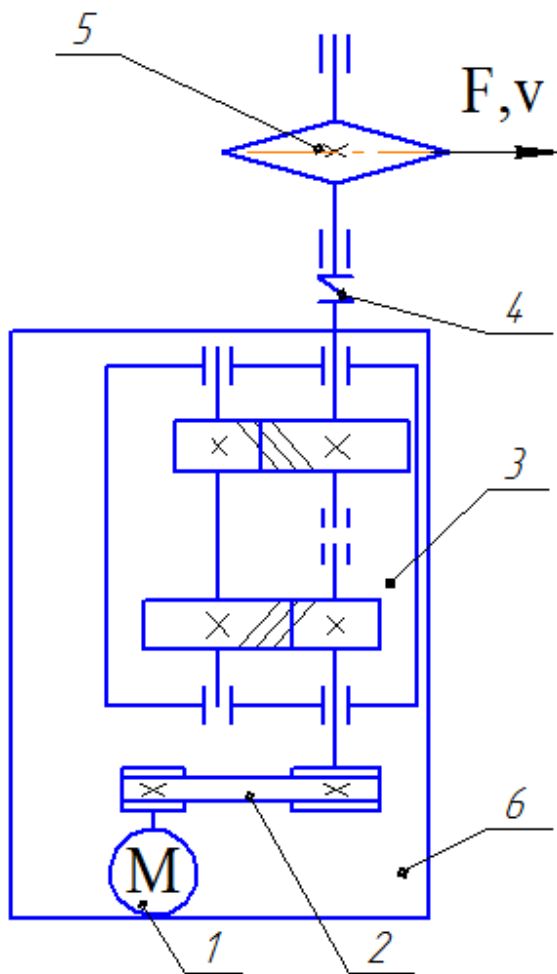
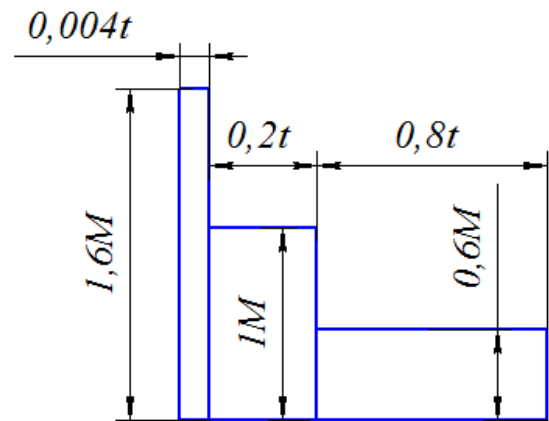


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 10 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	7	7	6	6	5	5	4	4	3	3
$V, \text{м/с}$	0,4	0,6	0,8	1	1,2	0,4	0,6	0,8	1	1,2
z	13	11	13	11	13	11	13	11	13	11
$t, \text{мм}$	125	100	125	100	125	100	125	100	125	100
Твердість	50...54HRC		48...52HRC		260...285HB		250...270HB		170...200HB	

Тема 16. Привід гвинтового конвеєра

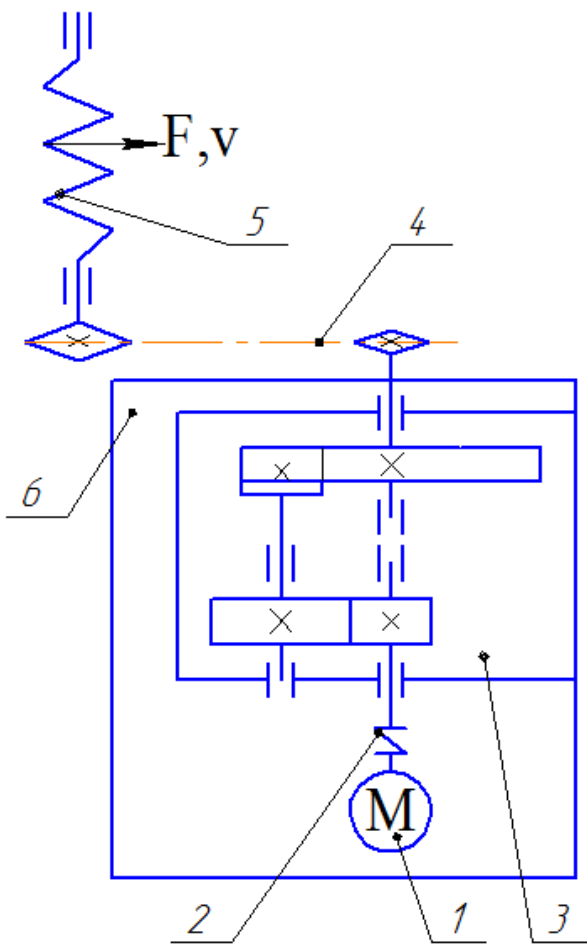
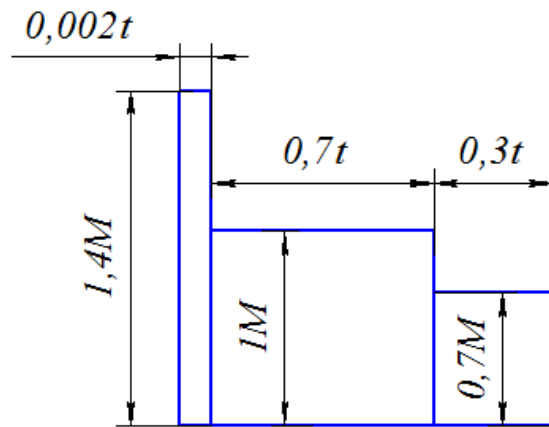


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта запобіжна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Ланцюгова передача.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 10 місяців у рік, 15 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2
$V, \text{м/с}$	0,5	0,9	1,1	1,3	1,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
$D, \text{мм}$	350	350	400	400	450	450	400	400	350	350
Твердість	57...63HRC		55...60HRC		48...53HRC		250...280HB		180...210HB	

Тема 17. Привід стрічкового транспортера

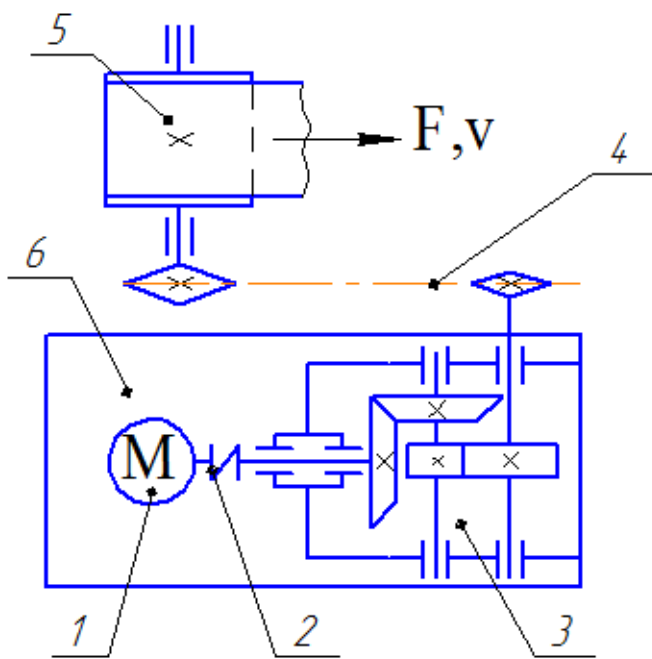
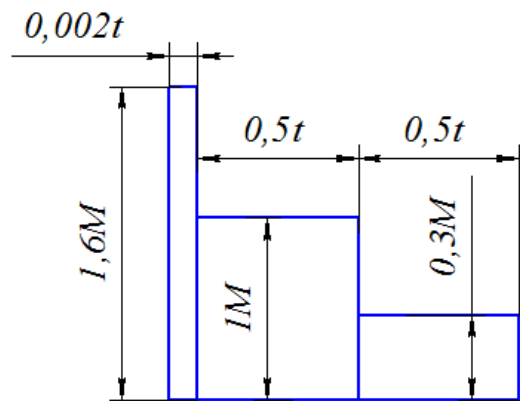


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор конічно-циліндричний.
4. Ланцюгова передача.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 9 місяців у рік, 8 годин на добу.

Робоче навантаження – спокійне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється пересуванням веденої зірочки.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	10	9	8	7	6
$V, \text{м/с}$	0,9	1	1,1	1,2	1,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8
$D, \text{мм}$	350	350	400	400	450	350	350	400	400	450
Твердість	58...63HRC		55...58HRC		50...54HRC		49...52HRC		47...50HRC	

Тема 18. Привід стрічкового транспортера

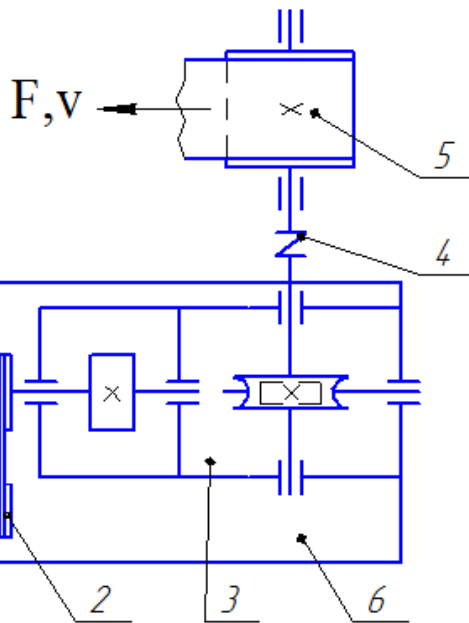
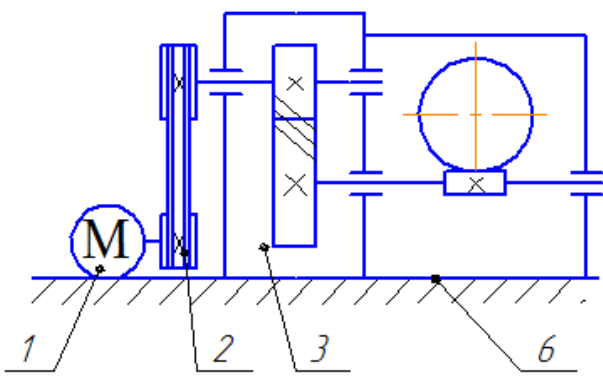
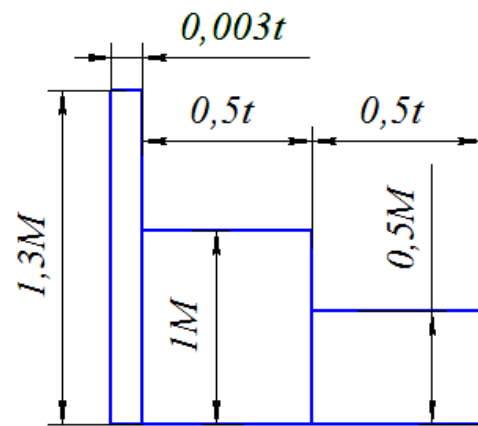


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндрично-черв'ячний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.

Привід працює 9 місяців у рік, 8 годин на добу.

Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1	0,8	0,6	0,4	0,2
$D, \text{мм}$	550	550	500	500	450	450	400	400	350	350
Твердість	170...190HB		220...250HB		48...50HRC		50...53HRC		51...54HRC	

Тема 19. Привід гвинтового конвеєра

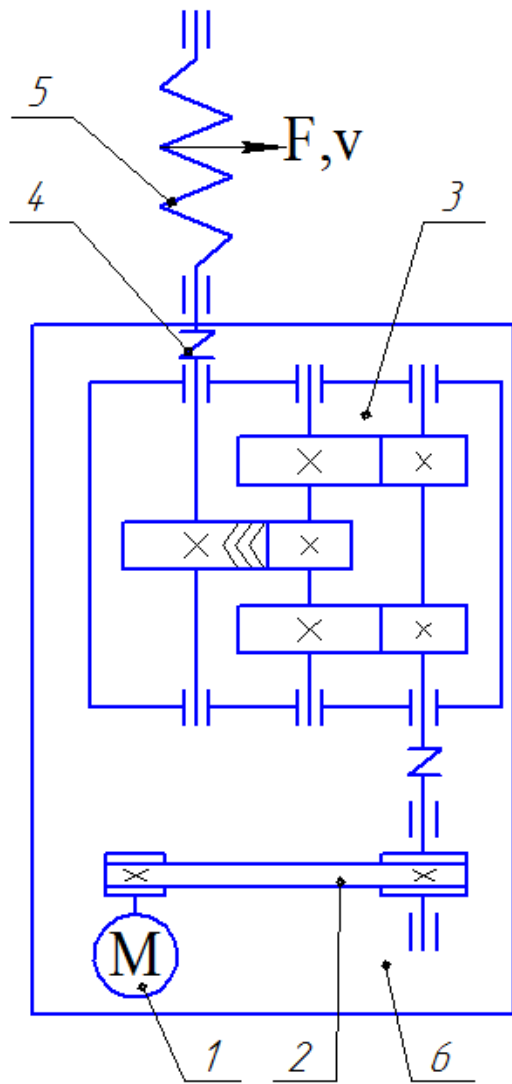
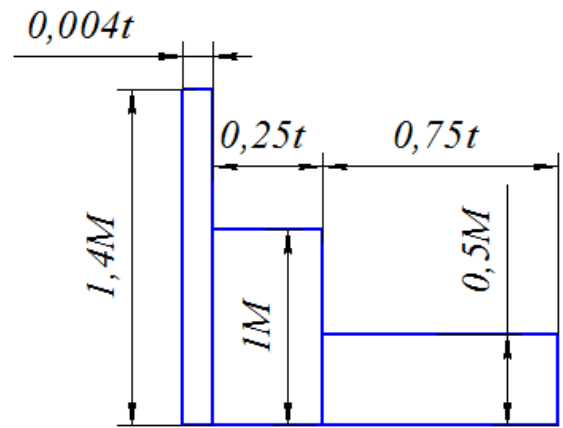


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 7 місяців у рік, 10 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

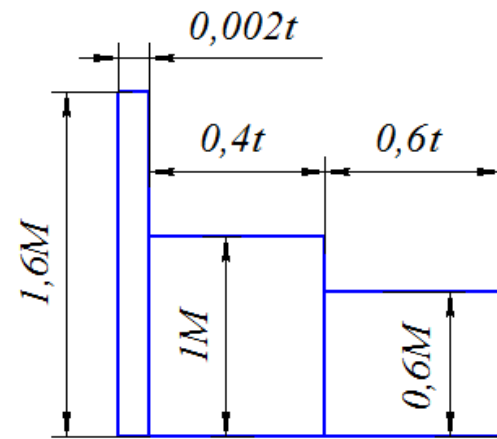
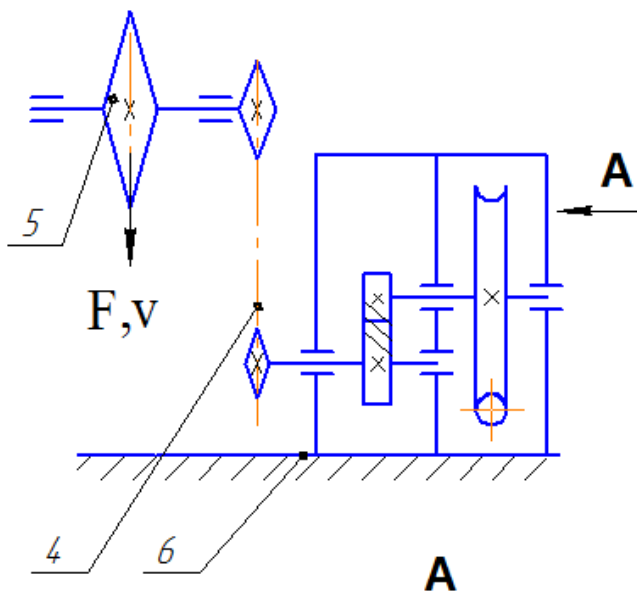
Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	6	4	4	2	2	10	10	8	8	6
$V, \text{м/с}$	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	0,7	0,9	1,1	1,3	1,5
$D, \text{мм}$	350	400	450	500	550	350	400	450	500	550
Твердість	250...280НВ	180...220НВ	48...50HRC	50...54HRC	55...60HRC					

Тема 20. Привід ланцюгового конвеєра



Графік навантаження приводу

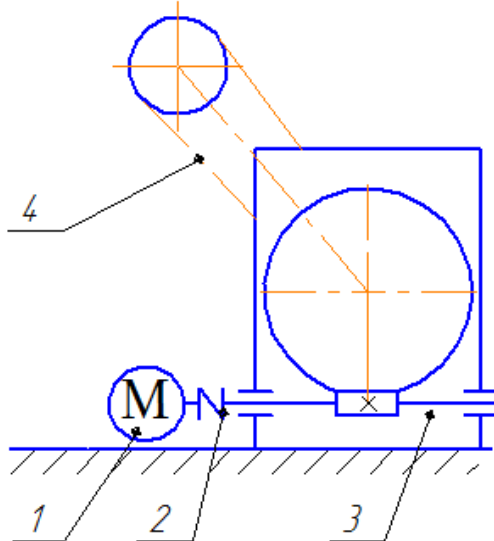


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор черв'ячно-циліндричний.
4. Ланцюгова передача.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 10 місяців у рік, 20 годин на добу.

Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється пересуванням веденої зірочки.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$V, \text{м/с}$	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9
z	12	11	10	9	8	12	11	10	9	8
$t, \text{мм}$	100	100	125	100	125	100	125	100	125	100
Твердість	55...60HRC		46...50HRC		240...275HB		180...220HB		150...180HB	

Тема 21. Привід вантажопідіймальної лебідки

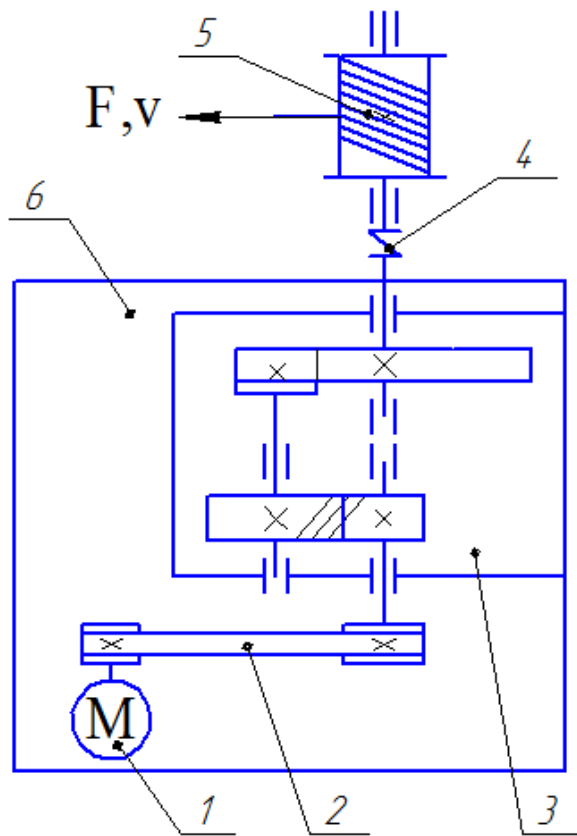
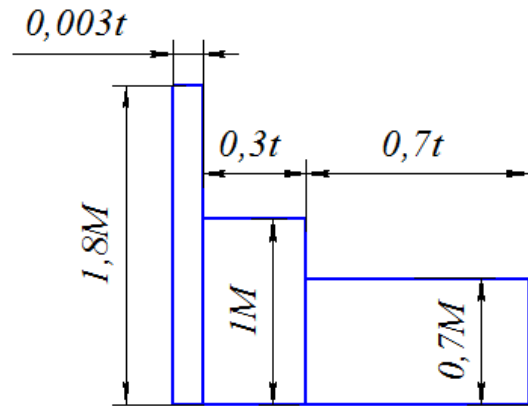


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 5 місяців у рік, 18 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
$V, \text{м/с}$	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,7	0,8	0,8	0,9	0,9
$D, \text{мм}$	400	300	400	300	400	300	400	300	400	300
Твердість	50...54HRC	48...52HRC	260...285HB	240...270HB	160...190HB					

Тема 22. Привід стрічкового транспортера

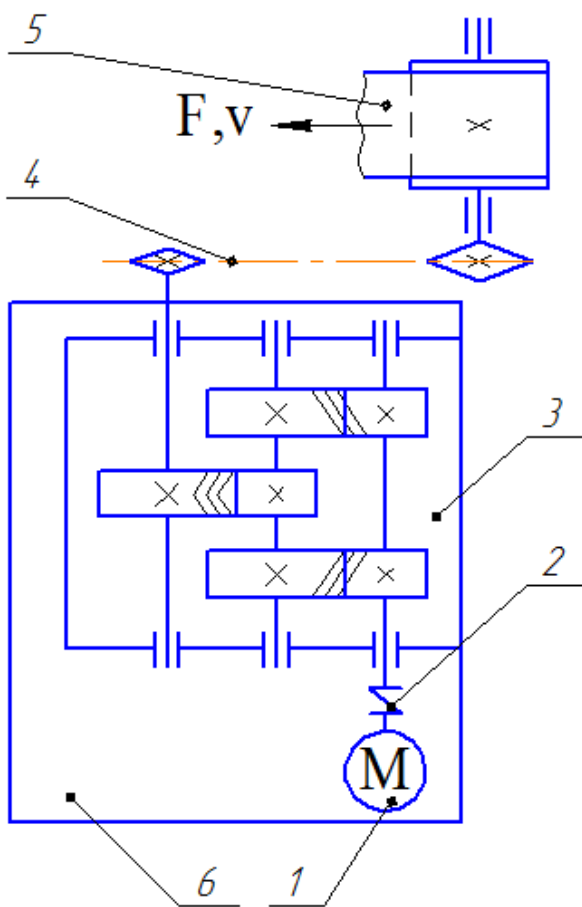
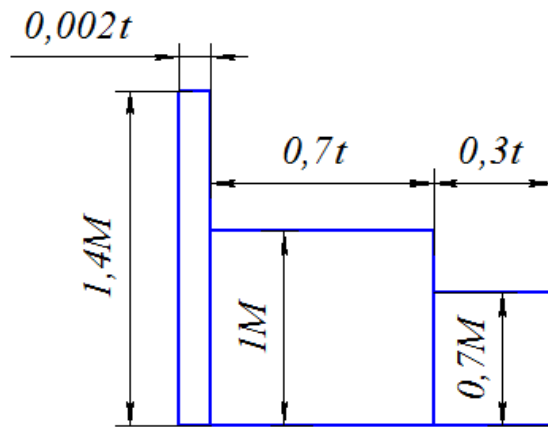


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Ланцюгова передача.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 6 місяців у рік, 10 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	5	1	3	2	4	10	9	8	7	6
$V, \text{м/с}$	0,7	0,9	0,8	0,9	0,8	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7
$D, \text{мм}$	300	300	300	400	400	400	300	400	300	400
Твердість	190...230HB	150...180HB	46...50HRC	50...54HRC	48...52HRC					

Тема 23. Привід стрічкового транспортера

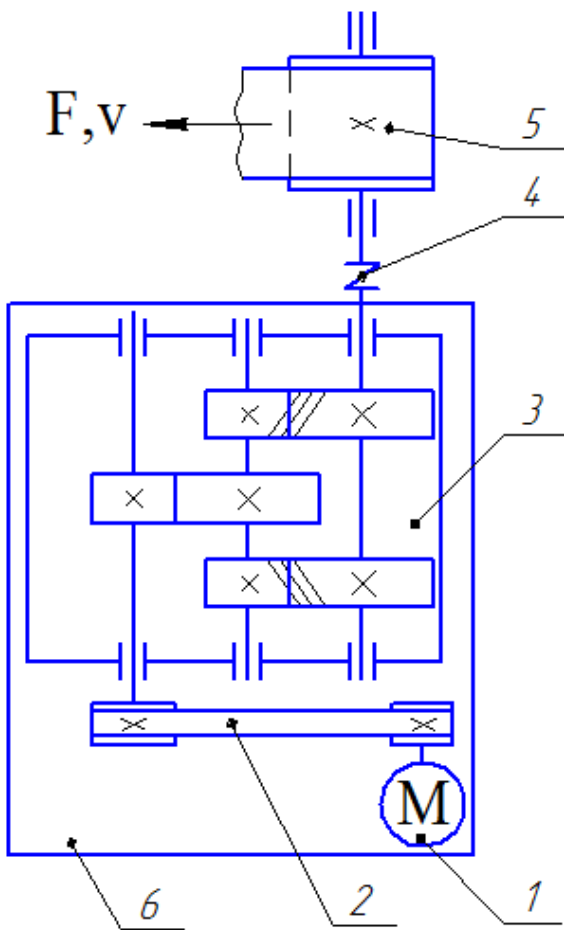
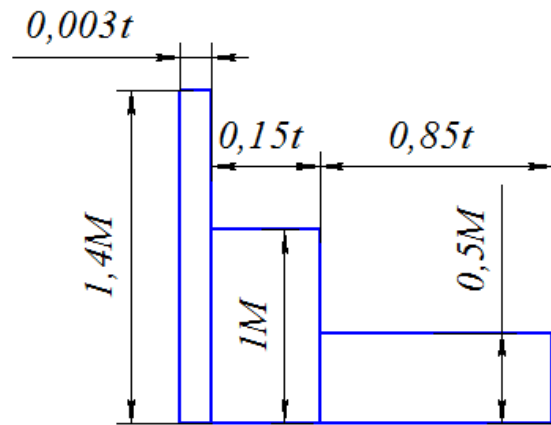


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта пружна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 10 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1,5	1,5	5,5	7,5	9,5	3,5	3,5	5,5	7,5	9,5
$V, \text{м/с}$	1,5	1	1,3	1,2	1,1	1,4	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	600	600	500	500	400	600	600	500	500	400
Твердість	150...170HB		46...50HRC		48...52HRC		50...54HRC		55...60HRC	

Тема 24. Привід гвинтового конвеєра

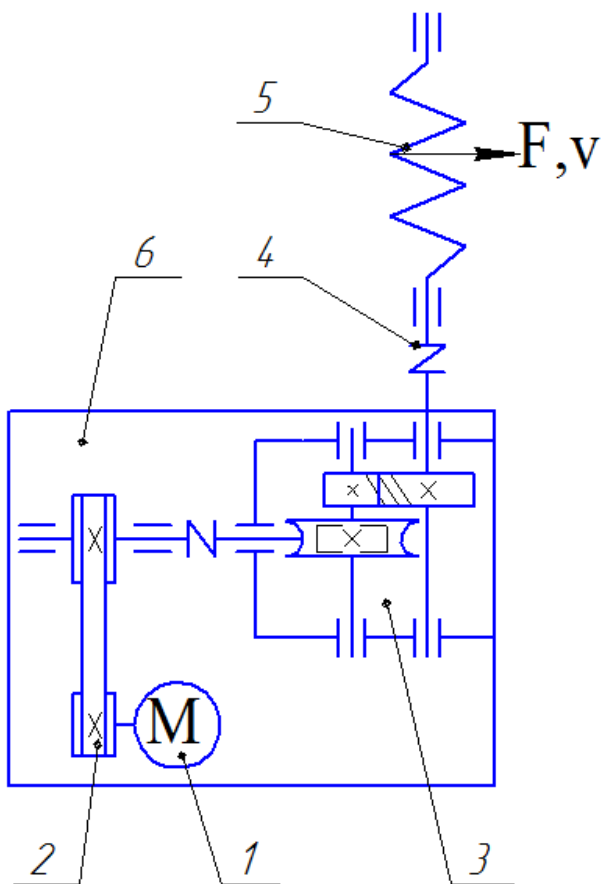
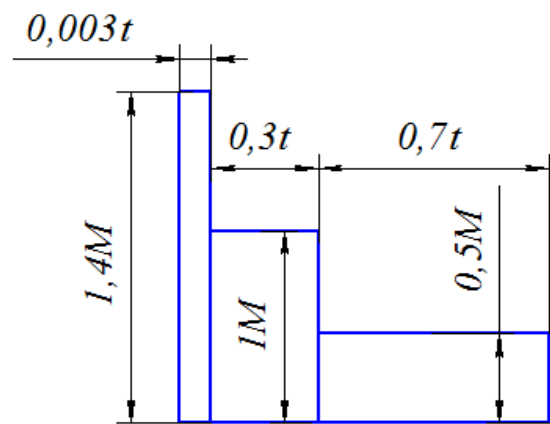


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор черв'ячно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 9 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
$V, \text{м/с}$	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,2	1	0,8	0,6	0,4
$D, \text{мм}$	400	375	350	325	300	300	325	350	375	400
Твердість	190...230HB		48...52HRC			160...200HB		51...54HRC		

Тема 25. Привід скребкового конвеєра

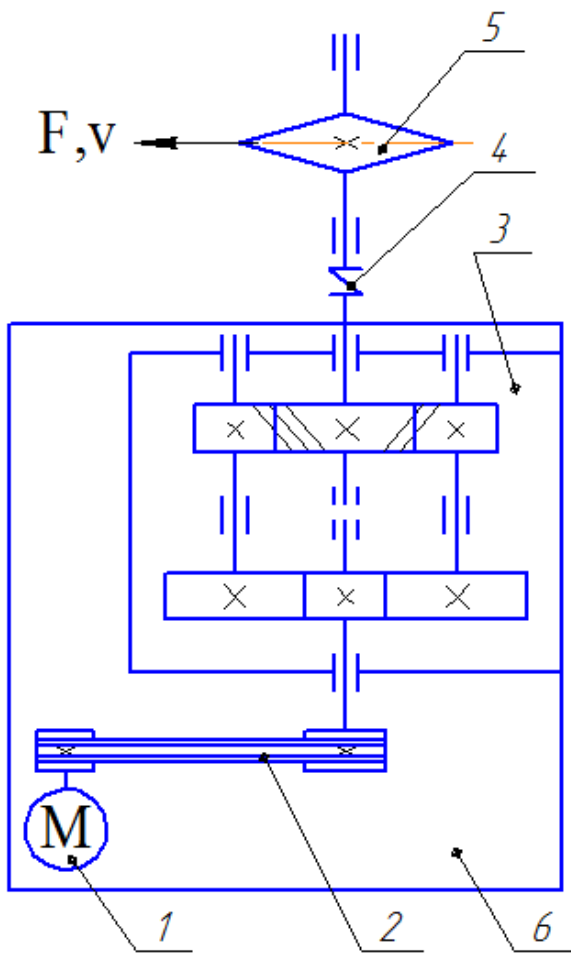
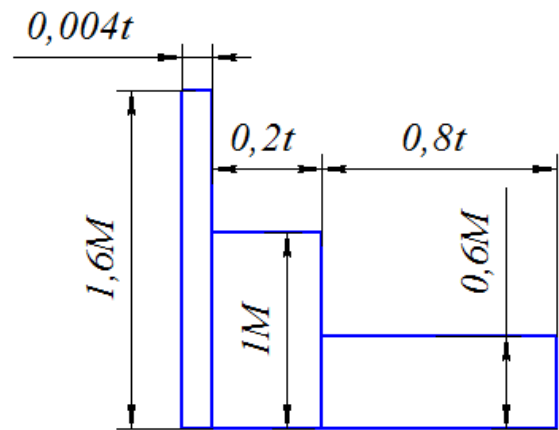


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 8 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

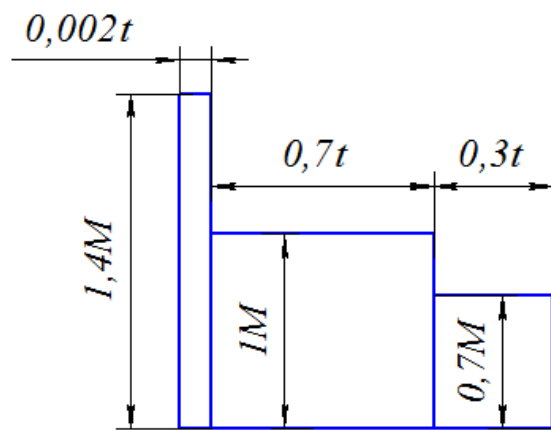
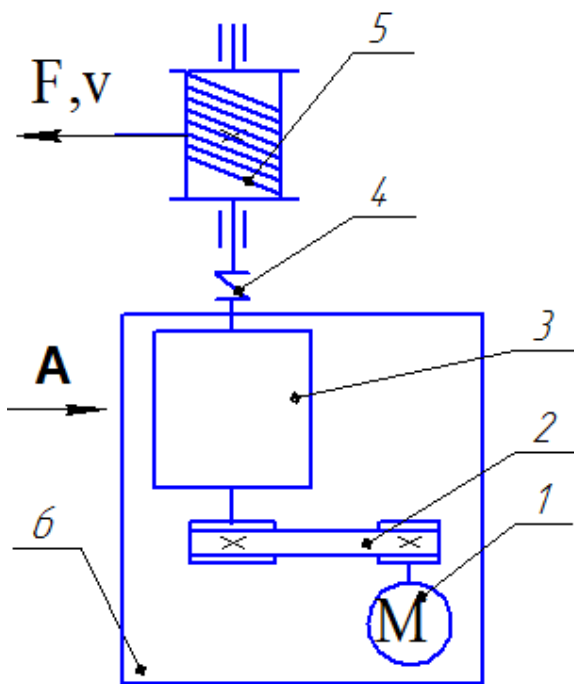
Натяг пасової передачі здійснюється поворотом двигуна на плиті.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5
$V, \text{м/с}$	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1
z	11	10	10	9	9	13	13	12	12	11
$t, \text{мм}$	125	100	125	100	125	100	125	100	125	100
Твердість	47...50HRC		53...57HRC			170...200HB		190...220HB		

Тема 26. Привід вантажопідіймальної лебідки



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 9 місяців у рік, 12 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

A ⊙

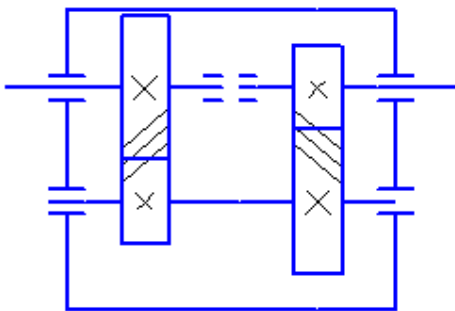


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	550	550	500	500	450	450	400	400	350	350
Твердість	160...180HB		240...270HB		280...300HB		52...56HRC		55...60HRC	

Тема 27. Привід скребкового конвеєра

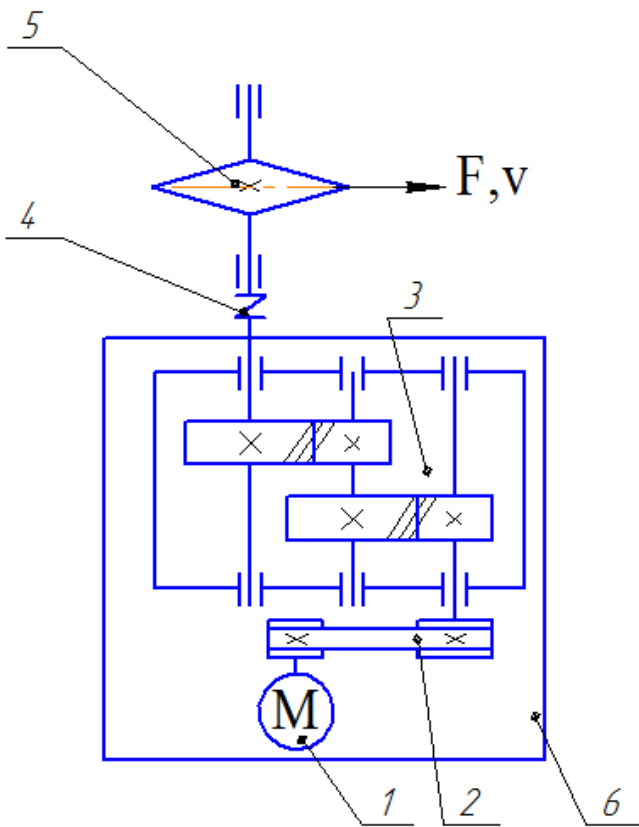
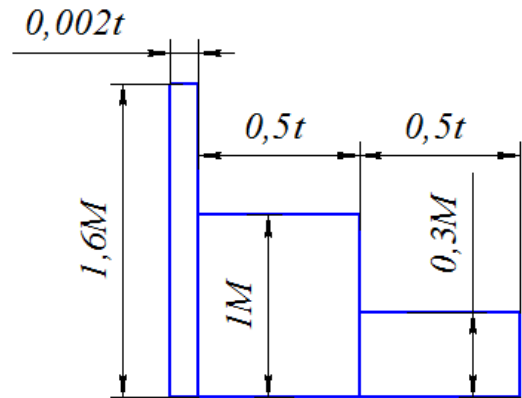


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
Привід працює 10 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	10	9	2	1	8	7	4	3	6	5
$V, \text{м/с}$	0,5	0,5	0,9	0,9	0,6	0,6	0,8	0,8	0,7	0,7
z	12	11	9	8	10	9	11	10	8	12
$t, \text{мм}$	100	100	125	100	125	100	125	100	125	100
Твердість	50...54HRC		160...190HB		48...51HRC		220...240HB		240...270HB	

Тема 28. Привід гвинтового конвеєра

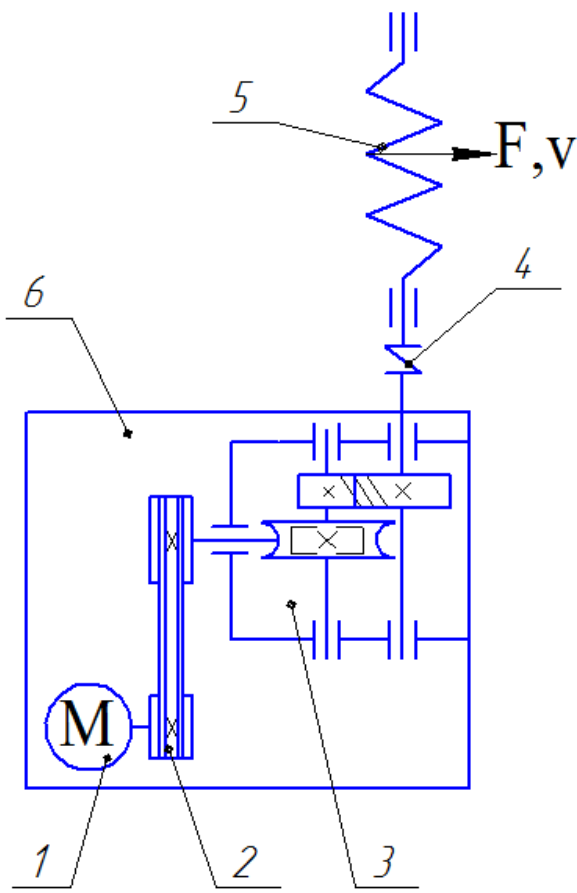
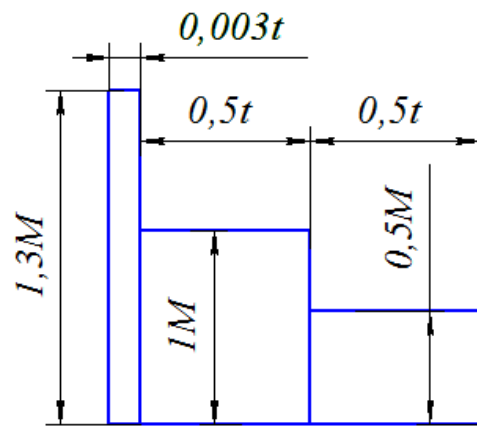


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор черв'ячно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 8 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із поківки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
$V, \text{м/с}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
$D, \text{мм}$	550	500	450	400	350	550	500	450	400	350
Твердість	250...280HB		52...57HRC			270...300HB		48...53HRC		

Тема 29. Привід стрічкового транспортера

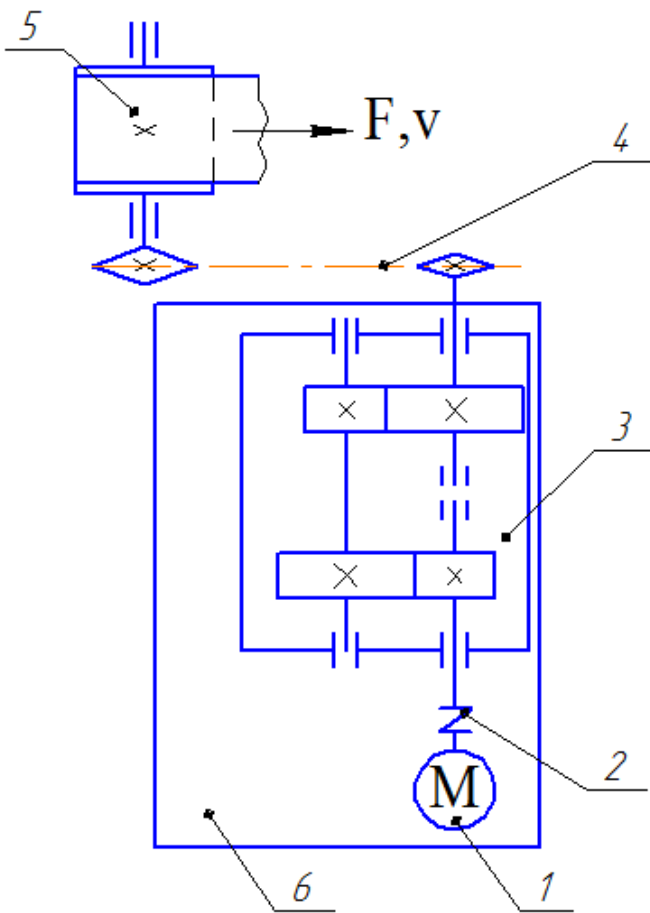
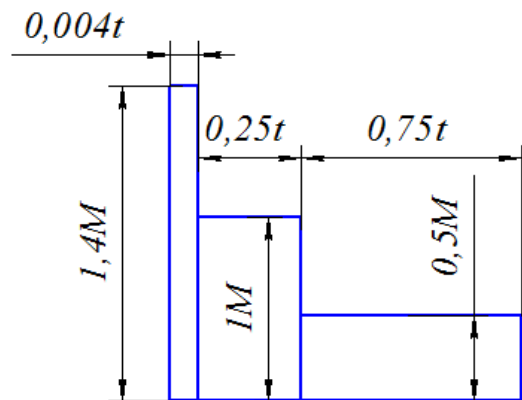


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта запобіжна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Ланцюгова передача.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 8 місяців у рік, 10 годин на добу.

Робоче навантаження – спокійне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
$V, \text{м/с}$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4
$D, \text{мм}$	550	500	450	400	350	550	500	450	400	350
Твердість	250...280HB		52...57HRC			270...300HB		49...55HRC		

Тема 30. Привід стрічкового транспортера

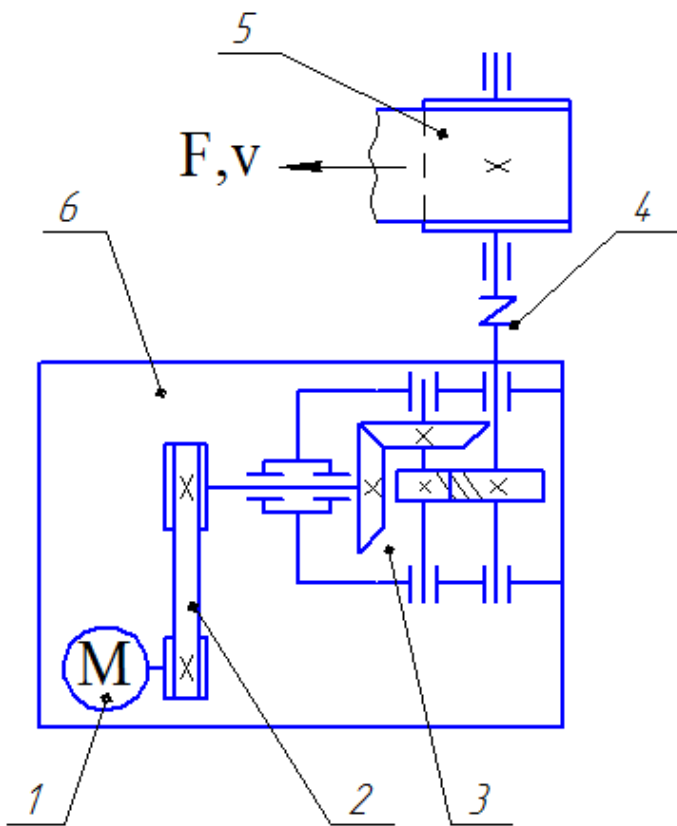
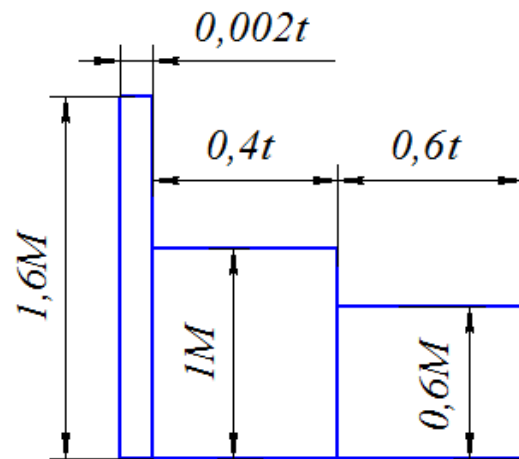


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор конічно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 5 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

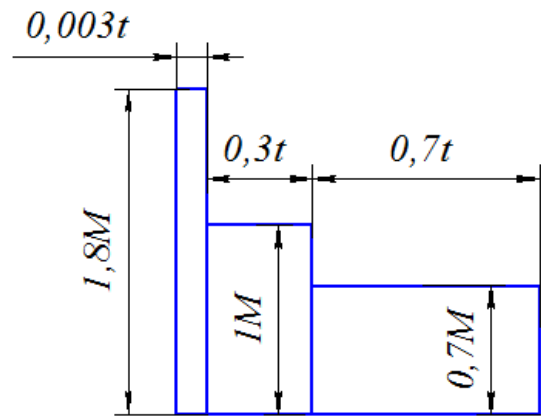
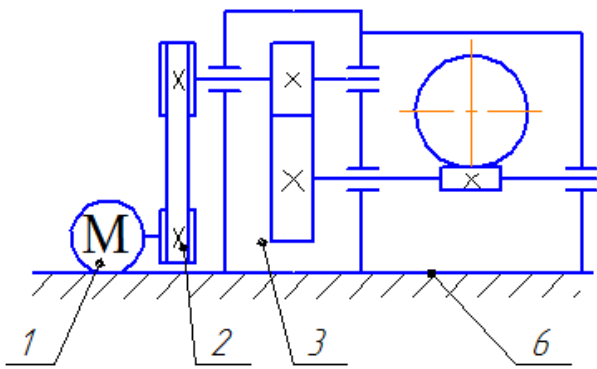
Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2,5	4	5,5	7	1	2,5	4	5,5	7
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	600	500	600	500	400	500	300	400	500	300
Твердість	170...190HB		48...52HRC			180...210HB			51...54HRC	

Тема 31. Привід ланцюгового конвеєра



Графік навантаження приводу

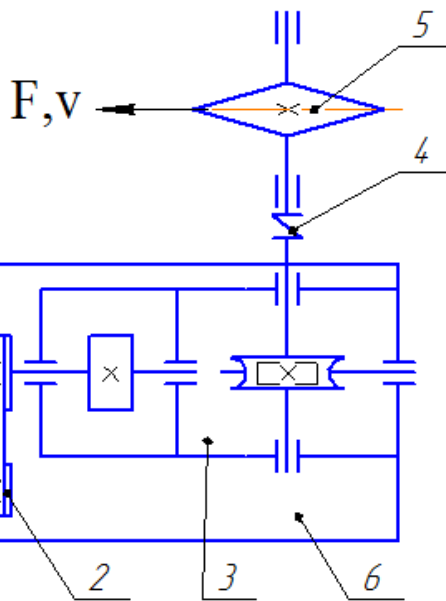


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор циліндрично-черв'ячний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка ланцюгового конвеєра.
6. Рама зварна.

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 6 місяців у рік, 8 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	1	5	7	9	9	7	5	3	3
$V, \text{м/с}$	1,5	0,6	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	1,4
z	13	9	11	10	9	13	12	11	10	12
$t, \text{мм}$	125	100	125	100	125	100	125	100	125	100
Твердість	150...170НВ		46...50HRC			52...57HRC		240...270НВ		

Тема 32. Привід стрічкового транспортера

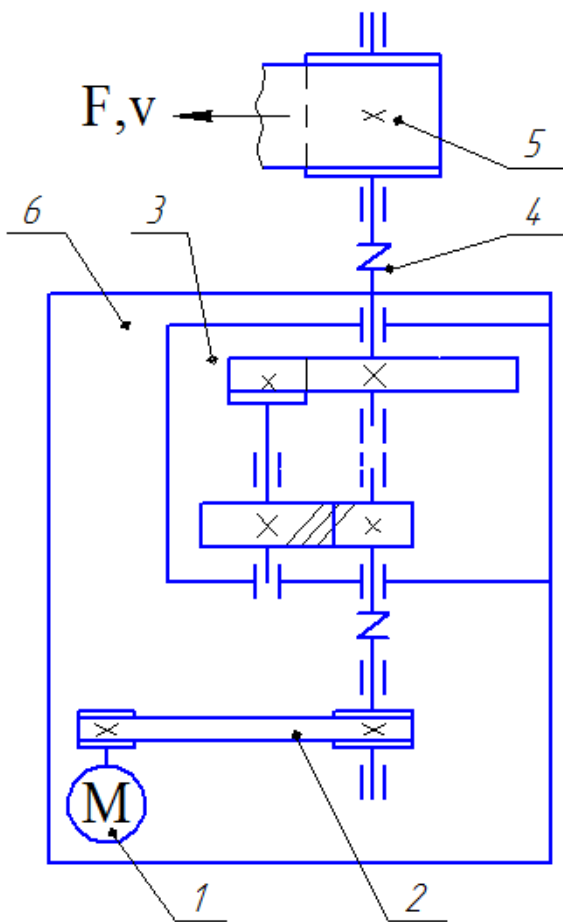
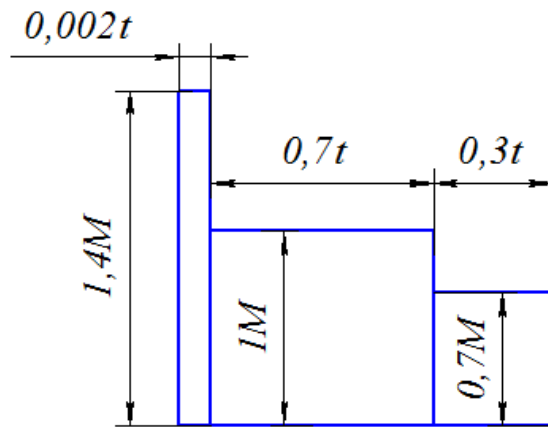


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскостасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 9 місяців у рік, 20 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	3	5	7	9	9	7	5	3	1
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	300	325	350	375	400	300	325	350	375	400
Твердість	160...180HB		46...50HRC		55...60HRC		48...52HRC		180...210HB	

Тема 33. Привід гвинтового конвеєра

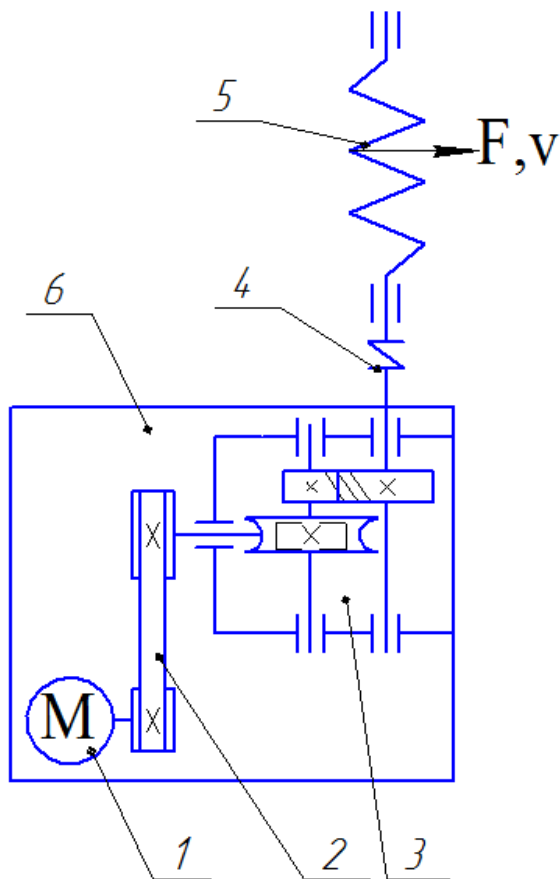
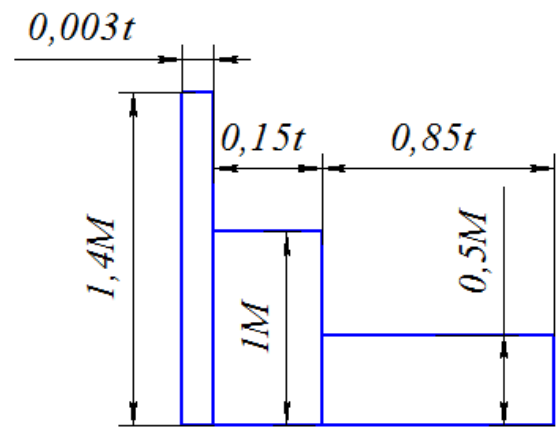


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Поліклинова передача.
3. Редуктор черв'ячно-циліндричний.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.
Привід працює 11 місяців у рік, 9 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V, \text{м/с}$	2	1,8	1,6	1,4	1,2	1	0,8	0,6	0,4	0,2
$D, \text{мм}$	400	400	300	300	500	500	300	300	400	400
Твердість	150...170HB		170...190HB		46...50HRC		240...270HB		58...63HRC	

Тема 34. Привід вантажопідіймальної лебідки

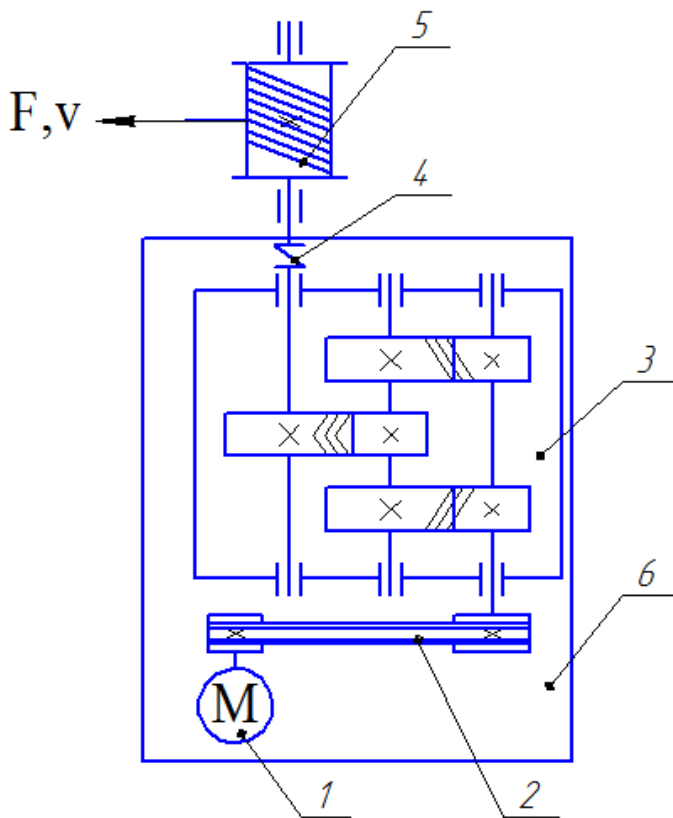
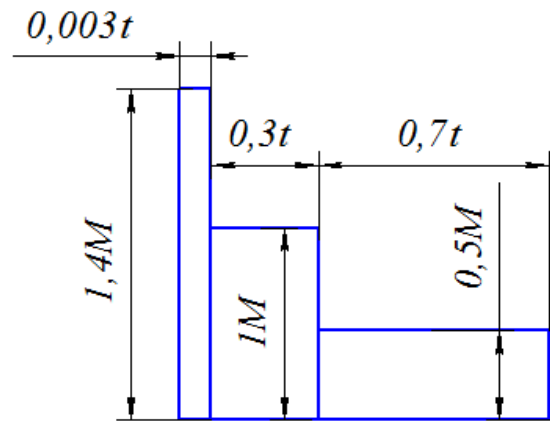


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан лебідки.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 3 роки.

Привід працює 9 місяців у рік, 18 годин на добу.

Робоче навантаження – змінне.

Натяг пасової передачі здійснюється натяжним роликком.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	6	7	8	9	10	1	2	3	4	5
$V, \text{м/с}$	1	0,9	0,8	0,7	0,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1
$D, \text{мм}$	500	500	400	400	300	300	400	400	500	500
Твердість	48...52HRC			50...55HRC		160...180HB			270...300HB	

Тема 35. Привід стрічкового транспортера

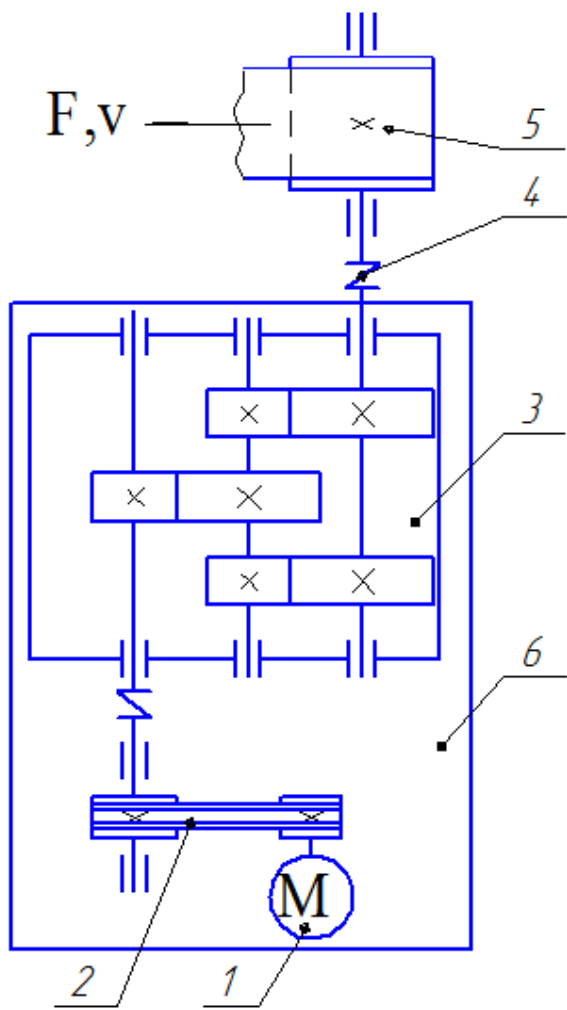
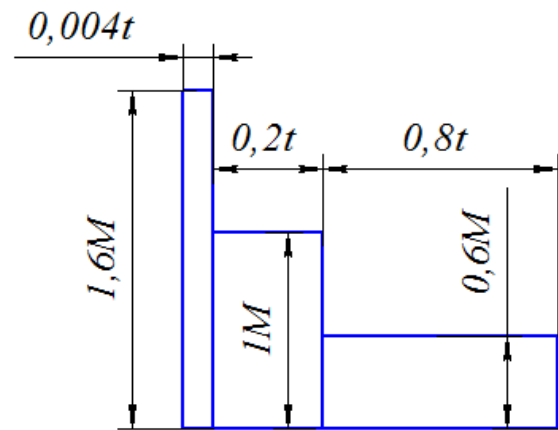


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Барабан стрічкового транспортера.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
 Привід працює 9 місяців у рік, 20 годин на добу.
 Робоче навантаження – спокійне.

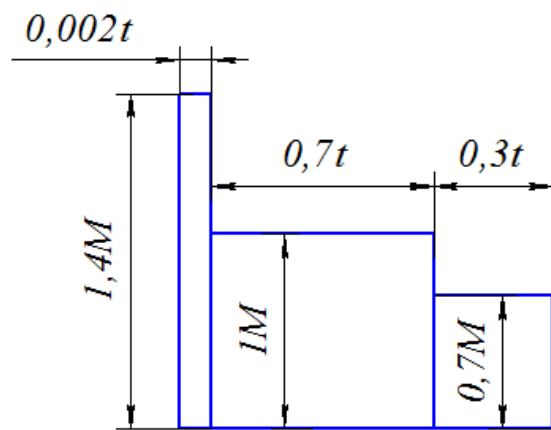
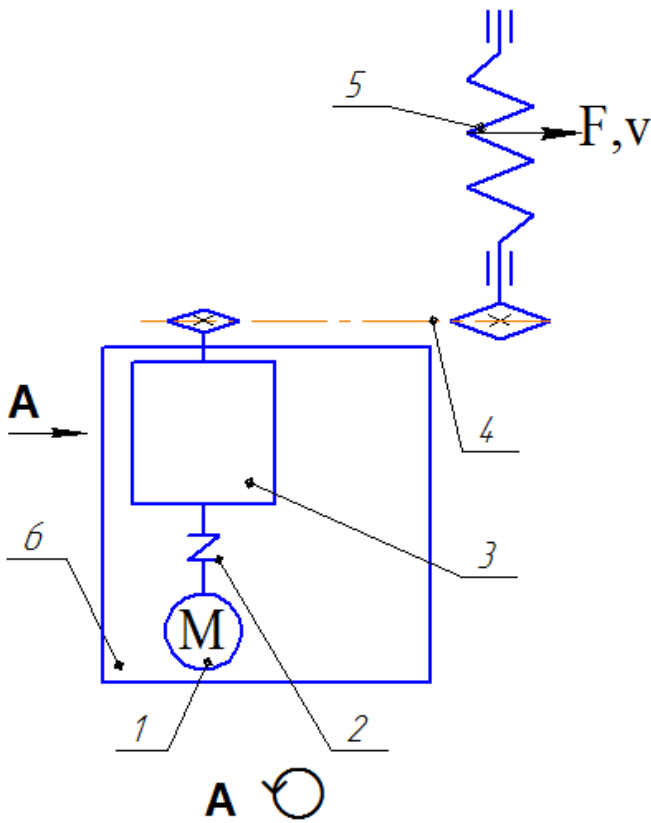
Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	300	300	350	350	400	400	450	450	500	500
Твердість	160...180НВ	180...200НВ	190...210НВ	190...210НВ	190...210НВ	190...210НВ	46...50HRC	46...50HRC	54...58HRC	54...58HRC

Тема 36. Привід гвинтового конвеєра



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 8 місяців у рік, 16 годин на добу.
Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Ланцюгова передача.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
$D, \text{мм}$	300	300	350	350	400	400	450	450	500	500
Твердість	145...160HB	160...180HB	180...200HB	220...250HB	48...52HRC					

Тема 37. Привід скребкового конвеєра

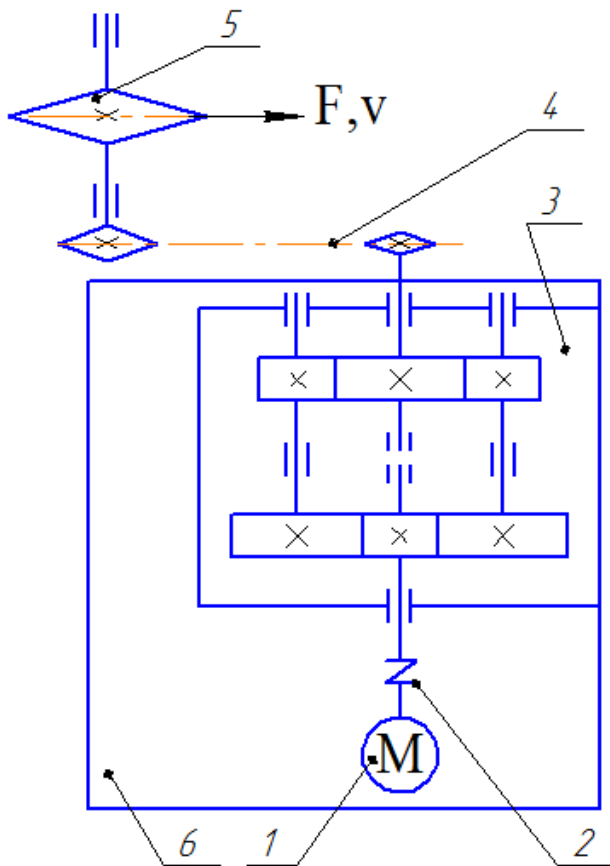
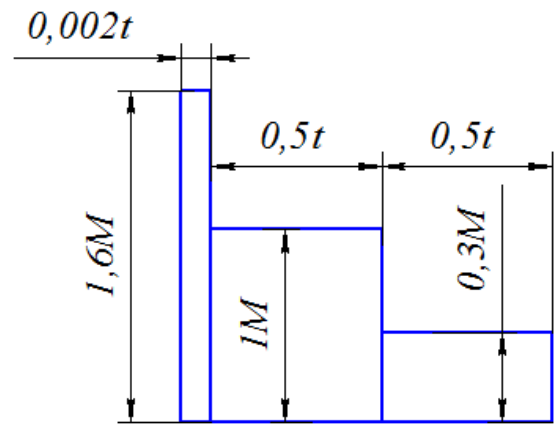


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Ланцюгова передача.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.
Привід працює 7 місяців у рік, 12 годин на добу.
Робоче навантаження – спокійне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	6	5,5	10	9,5	7	6,5	9	8,5	8	7,5
$V, \text{м/с}$	1	1,2	0,4	0,6	0,6	0,8	0,8	1	1,2	0,4
z	11	13	11	13	11	13	11	13	11	13
$t, \text{мм}$	100	125	100	100	100	125	125	125	100	125
Твердість	45...49HRC		57...60HRC		53...57HRC		58...63HRC		50...54HRC	

Тема 38. Привід скребкового конвеєра

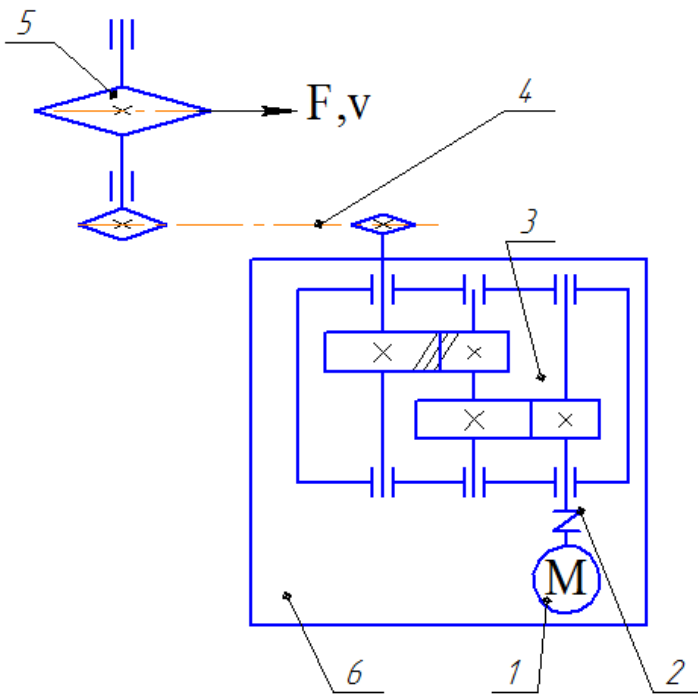
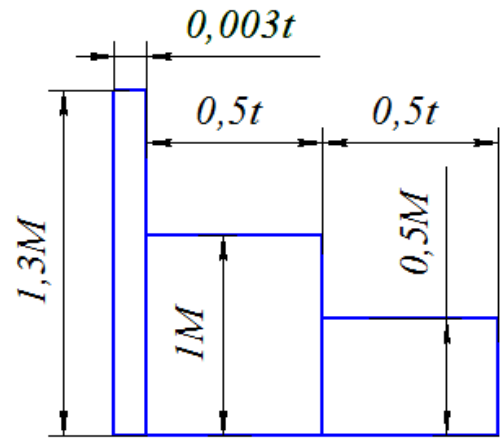


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Муфта пружна.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Ланцюгова передача.
5. Зірочка скребкового конвеєра.
6. Рама зварна.



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 4 роки.

Привід працює 9 місяців у рік, 15 годин на добу.

Робоче навантаження – змінне.

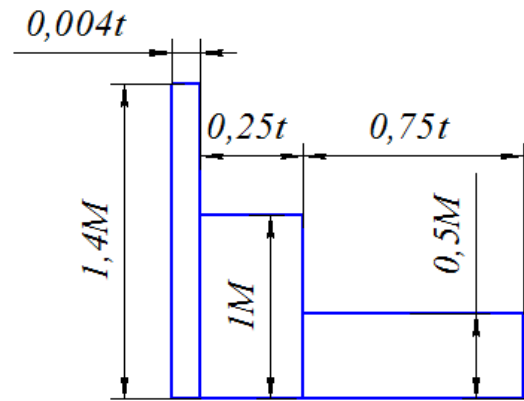
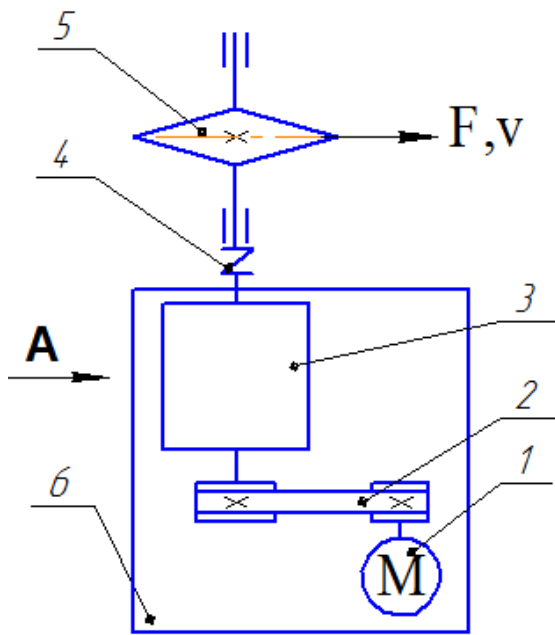
Натяг ланцюгової передачі здійснюється пересуванням веденої зірочки.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із прокату.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
$V, \text{м/с}$	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1	0,9	0,8	0,7	0,6
z	7	8	9	10	11	11	10	9	8	7
$t, \text{мм}$	100	125	100	125	100	125	100	125	100	125
Твердість	210...240НВ			50...54HRC		190...220НВ		45...50HRC		

Тема 39. Привід ланцюгового конвеєра



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 6 років.
Привід працює 10 місяців у рік, 20 годин на добу.

Робоче навантаження – спокійне.

Натяг пасової передачі здійснюється пересуванням двигуна по напрямних.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Зубчасті колеса виготовляються із відливка.

A ↻

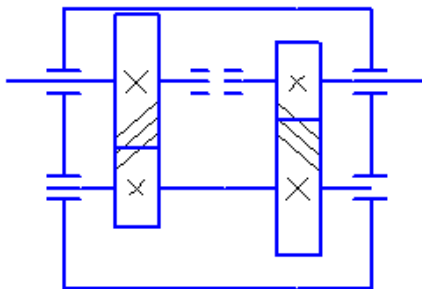


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Плоскопасова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий співвісний.
4. Муфта запобіжна.
5. Зірочка ланцюгового конвеєра.
6. Рама зварна.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	4	3	6	5	8	7	10	9	2	1
$V, \text{м/с}$	0,8	0,8	0,7	0,7	0,6	0,6	0,5	0,5	0,9	0,9
z	11	10	8	12	10	9	12	11	9	8
$t, \text{мм}$	125	100	125	100	125	100	100	100	125	100
Твердість	220...240HB		240...270HB		48...51HRC		50...54HRC		160...190HB	

Тема 40. Привід гвинтового конвеєра

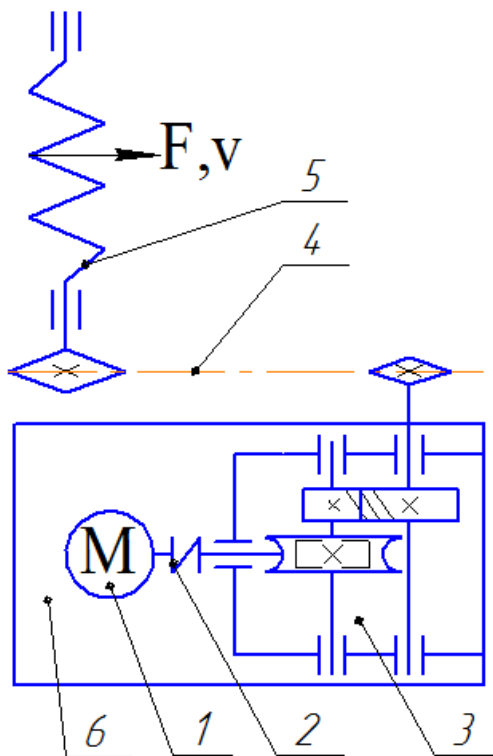
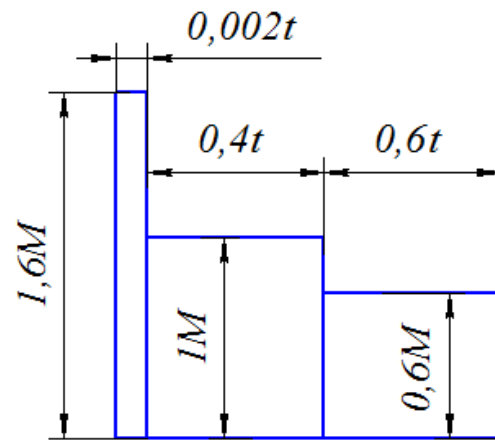


Схема приводу

1. Електродвигун.
2. Клинопосова передача.
3. Редуктор циліндричний двоступеневий.
4. Муфта запобіжна.
5. Шнек гвинтового конвеєра.
6. Рама зварна



Графік навантаження приводу

Гарантійний термін роботи – 5 років.
 Привід працює 6 місяців у рік, 10 годин на добу.
 Робоче навантаження – змінне.

Натяг ланцюгової передачі здійснюється натяжною зірочкою.

Забезпечити твердість зубчастих коліс після термообробки у вказаних межах.

Для виготовлення зубчастого вінця черв'ячного колеса та черв'яка підібрати матеріал згідно умов роботи.

Зубчасті колеса виготовляються із поковки.

Варіант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F, \text{кН}$	6	7	8	5	9	10	1	2	3	4
$V, \text{м/с}$	1	0,8	0,6	1,2	0,4	0,2	2	1,8	1,6	1,4
$D, \text{мм}$	500	300	300	500	400	400	400	400	300	300
Твердість	220...240HB		240...270HB		48...51HRC		50...54HRC		160...190HB	

ДОДАТКИ

Додаток 1

Зразок титульного аркуша

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА
І АРХІТЕКТУРИ

Кафедра основ професійного навчання

РОЗРАХУНКОВО-ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до курсового проекту з дисципліни: «Деталі машин»

Тема № _____

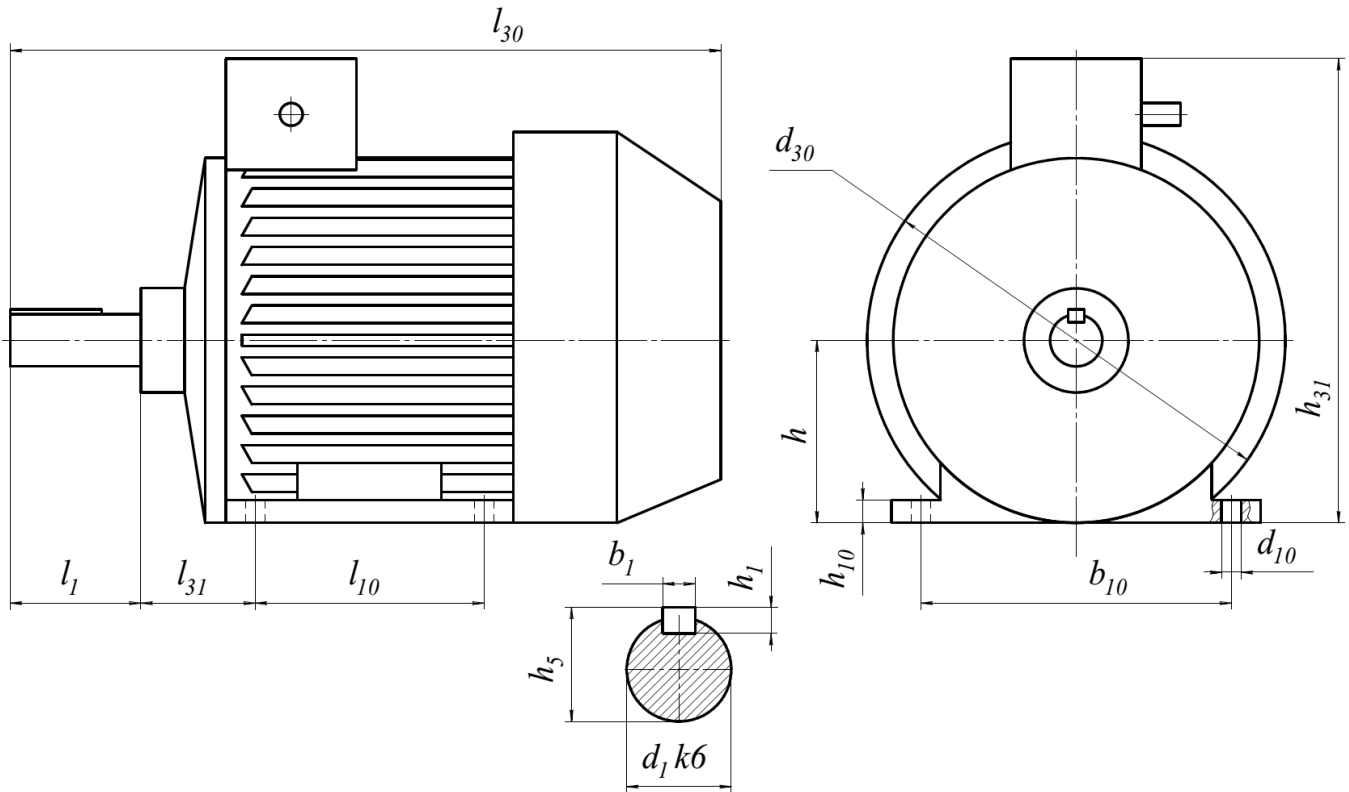
Варіант № _____

Виконав: студент групи _____
(Прізвище та ініціали) (Підпис)

Керівник: _____
(Посада) (Прізвище та ініціали) (Підпис)

Київ – 20_____

Габаритні та приєднувальні розміри двигунів серії АИР



Тип двигуна	Число полюс- сів	Габаритні та приєднувальні розміри, мм													
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	d_1	d_{10}
АИР71	2,4,6,8	272,5	188	163	40	90	45	6	112	71	6	21,5	8	19	7
АИР80А	2,4,6,8	296,5	204,5	177	50	100	50	6	125	80	6	24,5	9	22	10
АИР80В	2,4,6,8	320,5	204,5	177	50	100	50	6	125	80	6	24,5	9	22	10
АИР90L	2,4,6,8	337	224,5	200	50	125	56	8	140	90	7	27	10	24	10
АИР100S	2,4	360	246,5	226	60	112	63	8	160	100	7	31	12	28	12
АИР100L	2,4,6,8	391	246,5	226	60	140	63	8	160	100	7	31	12	28	12
АИР112M	2,4,6,8	435	285	246	80	140	70	10	190	112	8	35	14	32	12
АИР132S	4,6,8	460	325	288	80	140	89	10	216	132	8	41	16	38	12
АИР132M	2,4,6,8	498	325	288	80	178	89	10	216	132	8	41	16	38	12
АИР160S	2	605	405	350	110	178	108	12	254	160	8	45	20	42	15
АИР160S	4,6,8	605	405	350	110	178	108	14	254	160	9	51,5	20	48	15
АИР160M	2	645	405	350	110	210	108	12	254	160	8	45	20	42	15
АИР160M	4,6,8	645	405	350	110	210	108	14	254	160	9	51,5	20	48	15
АИР180S	2	630	440	375	110	203	121	14	279	180	9	51,5	20	48	15
АИР180S	4	630	440	375	110	203	121	16	279	180	10	59	20	55	15
АИР180M	2	680	440	375	110	241	121	14	279	180	9	51,5	20	48	15
АИР180M	4,6,8	680	440	375	110	241	121	16	279	180	10	59	20	55	15
АИР200M	2	735	485	410	110	267	133	16	318	200	10	59	25	55	19
АИР200M	4,6,8	765	485	410	140	267	133	18	318	200	11	64	25	60	19
АИР200L	2	781	485	410	110	305	133	16	318	200	10	59	25	55	19
АИР200L	4,6,8	811	485	410	140	305	133	18	318	200	11	64	25	60	19
АИР225M	2	835	535	460	110	310	149	16	356	225	10	69	28	55	19

Додаток 2 (продовження)

Тип двигуна	Число полюсів	Габаритні та приєднувальні розміри, мм													
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_5	h_{10}	d_1	d_{10}
АИР225М	4,6,8	865	535	460	140	310	149	18	356	225	11	69	28	65	19
АИР250S	2	910	640	545	140	310	168	18	406	250	11	69	30	65	24
АИР250S	4,6,8	910	640	545	140	310	168	20	406	250	12	79,5	30	75	24
АИР250М	2	950	640	545	140	349	168	18	406	250	11	69	30	65	24
АИР250М	4,6,8	950	640	545	140	349	168	20	406	250	12	79,5	30	75	24

Основні технічні характеристики двигунів серії АИР

Тип двигуна	P , кВт	$n_E, \text{хв}^{-1}$	ККД	$\cos \varphi$	Тип двигуна	P , кВт	$n_E, \text{хв}^{-1}$	ККД	$\cos \varphi$
Синхронна частота обертання 3000 хв^{-1}					Синхронна частота обертання 1500 хв^{-1}				
АИР71А2	0,75	2820	78,5	0,83	АИР71В4	0,75	1360	73	0,76
АИР71В2	1,1	2790	79	0,83	АИР80А4	1,1	1375	75	0,81
АИР80А2	1,5	2830	81	0,85	АИР80В4	1,5	1390	78	0,83
АИР80В2	2,2	2840	83	0,87	АИР90Л4	2,2	1400	81	0,83
АИР90Л2	3	2845	84,5	0,88	АИР100S4	3	1420	82	0,83
АИР100S2	4	2870	87	0,88	АИР100Л4	4	1420	85	0,84
АИР100Л2	5,5	2870	88	0,89	АИР112М4	5,5	1430	85,5	0,86
АИР112М2	7,5	2880	87,5	0,88	АИР132S4	7,5	1440	87,5	0,86
АИР132М2	11	2900	88	0,9	АИР132М4	11	1450	87,5	0,87
АИР160S2	15	2925	90	0,89	АИР160S4	15	1455	90	0,89
АИР160М2	18,5	2925	90,5	0,9	АИР160М4	18,5	1455	90,5	0,89
АИР180S2	22	2940	90,5	0,89	АИР180S4	22	1465	90,5	0,87
АИР180М2	30	2940	91,5	0,9	АИР180М4	30	1465	92	0,87
АИР200М2	37	2940	91,5	0,87	АИР200М4	37	1470	92,5	0,89
АИР200S2	45	2945	92	0,88	АИР200S4	45	1465	92,5	0,89

Тип двигуна	P , кВт	$n_E, \text{хв}^{-1}$	ККД	$\cos \varphi$	Тип двигуна	P , кВт	$n_E, \text{хв}^{-1}$	ККД	$\cos \varphi$
Синхронна частота обертання 1000 хв^{-1}					Синхронна частота обертання 750 хв^{-1}				
АИР80А6	0,75	910	69	0,72	АИР80ЛА8	0,75	685	72,4	0,7
АИР80В6	1,1	910	72,1	0,74	АИР90ЛВ8	1,1	685	73	0,69
АИР90Л6	1,5	920	76	0,72	АИР100Л8	1,5	690	76	0,73
АИР100Л6	2,2	930	81	0,74	АИР112МА8	2,2	700	76,5	0,71
АИР112МА6	3	935	81	0,76	АИР112МВ8	3	700	79	0,74
АИР112МВ6	4	935	82	0,81	АИР132S8	4	715	83	0,7
АИР132S6	5,5	955	85	0,8	АИР132М8	5,5	715	83	0,74
АИР132М6	7,5	960	85,5	0,81	АИР160S8	7,5	720	87	0,75
АИР160S6	11	965	88	0,83	АИР160М8	11	720	87,5	0,75
АИР160М6	15	965	88	0,85	АИР180М8	15	725	89	0,82
АИР180М6	18,5	970	89,5	0,85	АИР200М8	18,5	730	89	0,81
АИР200М6	22	975	90	0,83	АИР200Л8	22	730	90	0,81
АИР200Л6	30	975	90	0,85	АИР225М8	30	735	90,5	0,81
АИР225М6	37	980	91	0,85	АИР250S8	37	735	92,5	0,78
АИР250S6	45	980	92,5	0,85	АИР250М8	45	735	92,5	0,79

Механічні характеристики деяких сталей

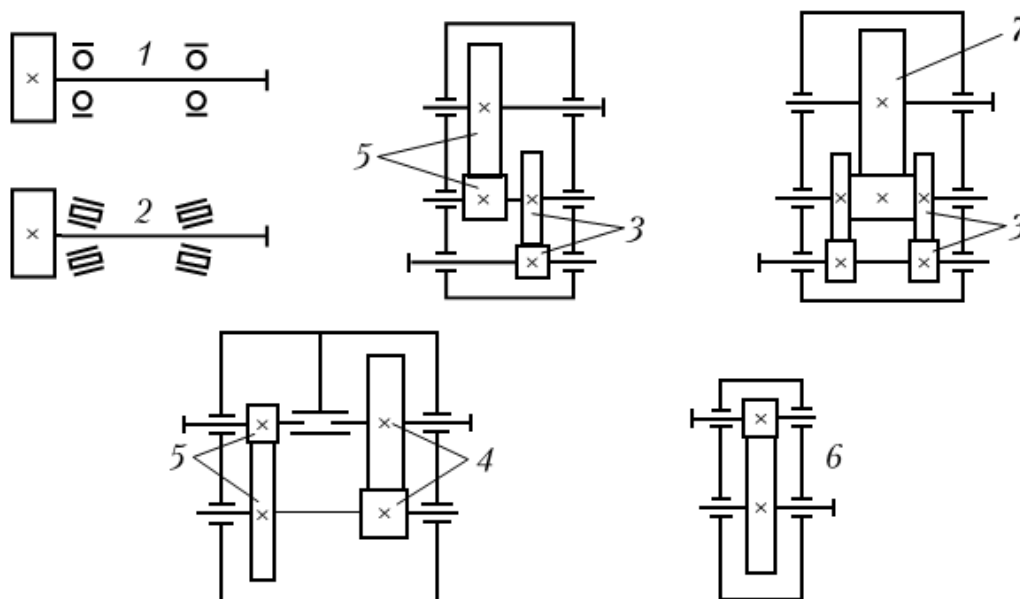
Марка сталі	Виготовлення заготовки	Розмір деталі в перерізі, мм	Твердість	Межа текучості σ_T , МПа*	Термообробка
40	поковка, прокат	100...300	152...207НВ	270	нормалізація поліпшення
		–	192...228НВ	400	
40Л	лиття	–	150...170НВ	290	нормалізація
45	поковка, прокат	100...500	170...217НВ	340	нормалізація поліпшення поліпшення
		≤90	241...285НВ	580	
		90...120	192...240НВ	450	
45Л	лиття	–	160...190НВ	310	нормалізація
50	поковка, прокат	≤80	179...228НВ	640	нормалізація поліпшення
		≤80	228...255НВ	790	
50Л	лиття	–	155...185НВ	340	нормалізація
20Х	поковка, прокат	≤60	143...179НВ	345	нормалізація гартування, СВЧ цементация
		≤115	217...235НВ	490	
		≤48	55...63HRC	790	
40Х	поковка, прокат	60...100	230...260НВ	520	поліпшення поліпшення гартування, СВЧ
		≤60	260...280НВ	800	
		≤60	45...63HRC	900	
40ХЛ	лиття	–	175...185НВ	500	нормалізація
40ХН	поковка, прокат	≤40	48...54HRC	1400	гартування, СВЧ поліпшення поліпшення
		40...100	230...300НВ	600	
		100...300	230...250НВ	580	
40ХНЛ	лиття	–	207...269НВ	500	нормалізація гартування, СВЧ
		–	48...54HRC	672	
20ХН2М	поковка, прокат	≤30	57...63HRC	930	цементация гартування, СВЧ
		30...50	57...63HRC	830	
35ХМ	поковка, прокат	100...500	143...197НВ	260	нормалізація нормалізація гартування, СВЧ гартування, СВЧ гартування, СВЧ
		≤100	167...207НВ	315	
		100...500	187...229НВ	420	
		≤100	235...277НВ	540	
		≤40	49...53HRC	1370	
18ХГТ	поковка, прокат	≤60	157...207НВ	360	нормалізація цементация гартування, СВЧ
		≤50	56...63HRC	900	
		≤50	56...63HRC	800	
25ХГТ	поковка, прокат	≤50	57...63HRC	1100	цементация гартування, СВЧ
		≤100	57...63HRC	980	
30ХГС	поковка, прокат	≤140	245...275НВ	840	поліпшення гартування, СВЧ
		≤140	45...55HRC	950	
35ГЛ	лиття	–	180...200НВ	340	поліпшення
35ХГСЛ	лиття	–	210...230НВ	590	поліпшення

*Межа текучості – механічна характеристика матеріалу, що характеризує напруження, при якому деформація продовжує рости без збільшення навантаження.

Для заготовки з площею перерізу S_0 [мм²] межа текучості визначається, [МПа]:

$$\sigma_T = \frac{F}{S_0},$$

де F – максимальне навантаження при якому виникає пластична деформація, [Н].

Визначення коефіцієнта $K_{H\beta}$ для циліндричних передач

ψ_d	Твердість зубців колена	Значення коефіцієнта $K_{H\beta}$ для схеми передачі за рисунком *						
		1	2	3	4	5	6	7
0,4	≤ 350	1,17	1,12	1,05	1,03	1,02	1,02	1,01
	> 350	1,43	1,24	1,11	1,08	1,05	1,02	1,01
0,5	≤ 350	1,22	1,15	1,06	1,04	1,03	1,03	1,01
	> 350	1,47	1,33	1,15	1,1	1,06	1,04	1,02
0,6	≤ 350	1,27	1,18	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02
	> 350	–	1,43	1,20	1,13	1,08	1,05	1,02
0,7	≤ 350	1,36	1,22	1,1	1,06	1,04	1,03	1,02
	> 350	–	1,45	1,24	1,16	1,1	1,06	1,03
0,8	≤ 350	1,45	1,27	1,12	1,08	1,05	1,03	1,02
	> 350	–	–	1,28	1,20	1,13	1,07	1,04
0,9	≤ 350	–	1,3	1,13	1,09	1,06	1,03	1,02
	> 350	–	–	1,33	1,23	1,15	1,09	1,05
1,0	≤ 350	–	–	1,15	1,10	1,07	1,04	1,02
	> 350	–	–	1,38	1,27	1,18	1,11	1,06
1,1	≤ 350	–	–	1,16	1,11	1,08	1,05	1,03
	> 350	–	–	1,43	1,3	1,21	1,13	1,07
1,2	≤ 350	–	–	1,18	1,13	1,08	1,06	1,03
	> 350	–	–	1,48	1,34	1,25	1,15	1,08
1,3	≤ 350	–	–	1,2	1,15	1,1	1,07	1,04
	> 350	–	–	1,48	1,38	1,28	1,17	1,1
1,4	≤ 350	–	–	1,23	1,17	1,12	1,08	1,04
	> 350	–	–	–	1,42	1,31	1,20	1,12
1,5	≤ 350	–	–	1,25	1,18	1,13	1,09	1,05
	> 350	–	–	–	1,43	1,33	1,23	1,14
1,6	≤ 350	–	–	1,28	1,20	1,15	1,11	1,06
	> 350	–	–	–	–	–	1,26	1,16

*Для знаходження значення $K_{H\beta}$ при проміжному значенні ψ_d , використовують інтерполяцію.

Нормальні лінійні розміри за ГОСТ 6636-90

R_a5	1,0		1,6		2,5		1,0		6,3											
R_a10	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0										
R_a20	1,0	1,1	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,5	2,8	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,6	6,3	7,1	8,0	9,0
R_a5	10		16		25		40		63											
R_a10	10	12	16	20	25	32	40	50	63	80										
R_a20	10	11	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	71	80	90
R_a5	100		160		250		400		630											
R_a10	100	125	160	200	250	320	400	500	630	800										
R_a20	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	560	630	710	800	900

Орієнтовні значення коефіцієнтів K_{Hv} і K_{Fv} *

Ступінь точності	Твердість зубців колеса	Значення коефіцієнтів при колівій швидкості v , м/с**											
		1		2		4		6		8		10	
		K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}	K_{Hv}	K_{Fv}
6	≤350	1,03/1,01	1,06/1,02	1,06/1,02	1,13/1,05	1,12/1,03	1,26/1,1	1,17/1,04	1,4/1,15	1,23/1,06	1,53/1,2	1,28/1,07	1,67/1,25
	>350	1,02/1,0	1,02/1,01	1,04/1,0	1,04/1,02	1,07/1,02	1,08/1,03	1,1/1,02	1,11/1,04	1,15/1,03	1,14/1,06	1,18/1,04	1,17/1,07
7	≤350	1,04/1,02	1,08/1,03	1,07/1,02	1,16/1,06	1,14/1,03	1,33/1,11	1,21/1,06	1,5/1,16	1,29/1,07	1,67/1,22	1,36/1,08	1,8/1,27
	>350	1,03/1,0	1,03/1,01	1,05/1,01	1,05/1,02	1,09/1,02	1,09/1,03	1,14/1,03	1,13/1,05	1,19/1,03	1,17/1,07	1,24/1,04	1,22/1,08
8	≤350	1,04/1,01	1,1/1,03	1,08/1,02	1,2/1,06	1,16/1,04	1,38/1,11	1,24/1,06	1,58/1,17	1,32/1,07	1,78/1,23	1,4/1,08	1,96/1,29
	>350	1,03/1,01	1,04/1,01	1,06/1,01	1,06/1,02	1,1/1,02	1,12/1,03	1,16/1,03	1,16/1,05	1,22/1,04	1,21/1,07	1,26/1,05	1,25/1,08
9	≤350	1,05/1,01	1,13/1,04	1,1/1,03	1,28/1,07	1,2/1,05	1,5/1,14	1,3/1,07	1,77/1,21	1,4/1,09	1,98/1,28	1,5/1,12	–
	>350	1,04/1,01	1,04/1,01	1,07/1,01	1,07/1,02	1,13/1,02	1,14/1,04	1,2/1,03	1,21/1,06	1,26/1,04	1,27/1,08	1,32/1,05	–

* В чисельнику вказані коефіцієнти для прямозубих передач, а в знаменнику для косозубих.

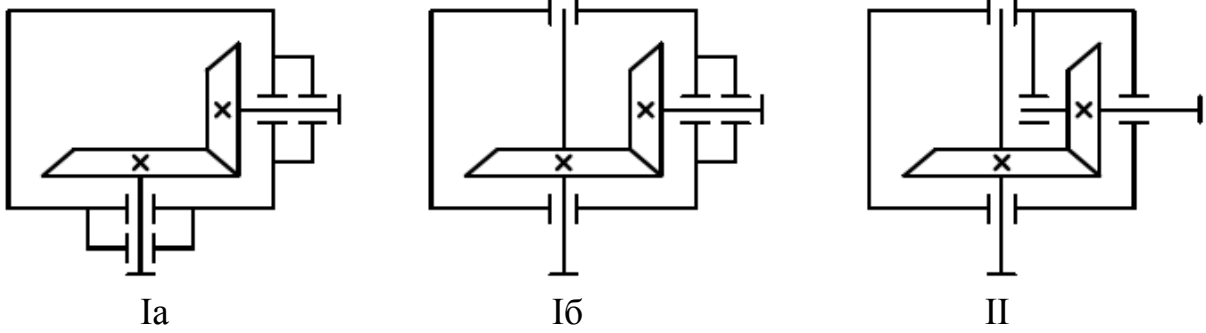
**Для знаходження коефіцієнтів при проміжному значенні v , використовують інтерполяцію.

Орієнтовні значення меж витривалості зубців

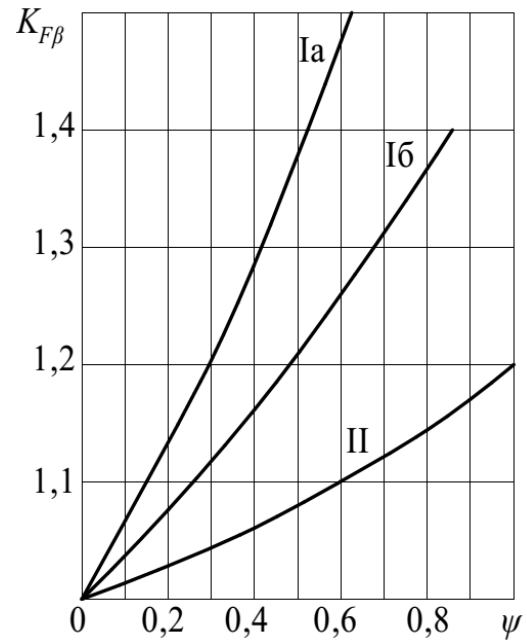
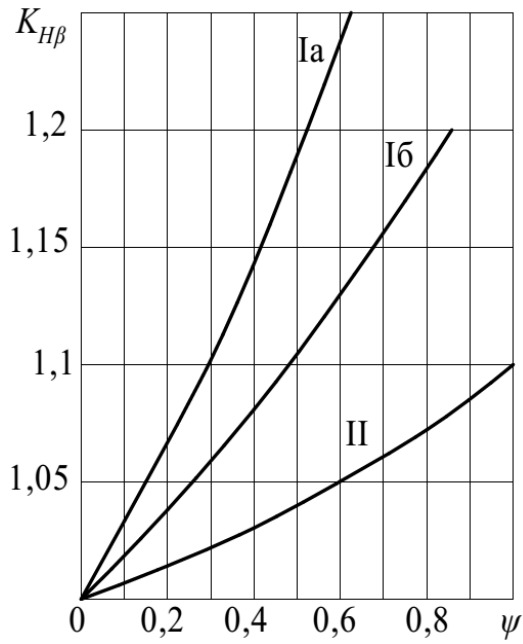
на вигин $\sigma_{F\ limb}^0$ та коефіцієнта S_F'

Термообробка	Марка сталі	Твердість	$\sigma_{F\ limb}^0$, МПа	S_F'
Нормалізація та поліпшення	Сталі 40, 40Л, 45, 45Л, 50, 50Л, 20Х, 40Х, 40ХЛ, 40ХН, 40ХНЛ, 35ХМ, 18ХГТ, 35ГЛ, 30ХГС, 35ХГСЛ	140...350НВ	1,8·НВ	1,75
Об'ємне гартування	Сталі 40ХН, 35ХМ, 30ХГС	45...55HRC	550	1,85
	Сталі 20Х, 40Х, 40ХНЛ		500	
Гартування СВЧ	Сталі 40ХН, 18ХГТ, 25ХГТ, 20ХН2М	48...58HRC	700	1,75
	Сталі 40Х, 35ХМ		600	
Цементация	Сталі 20Х, 18ХГТ, 20ХН2М	55...63HRC	950	1,55
	Сталь 25ХГТ		750	

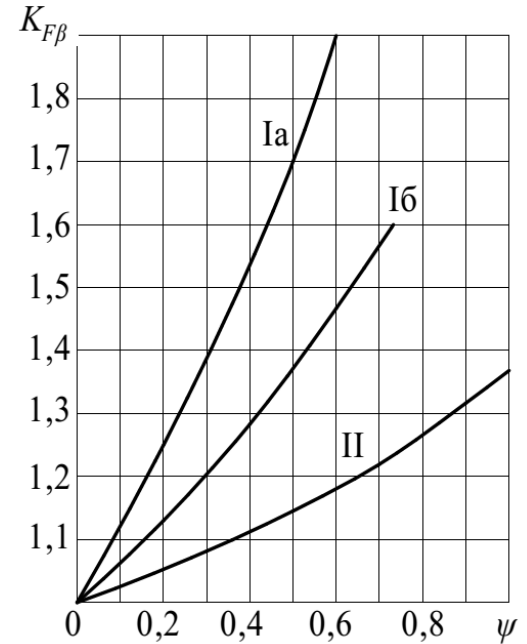
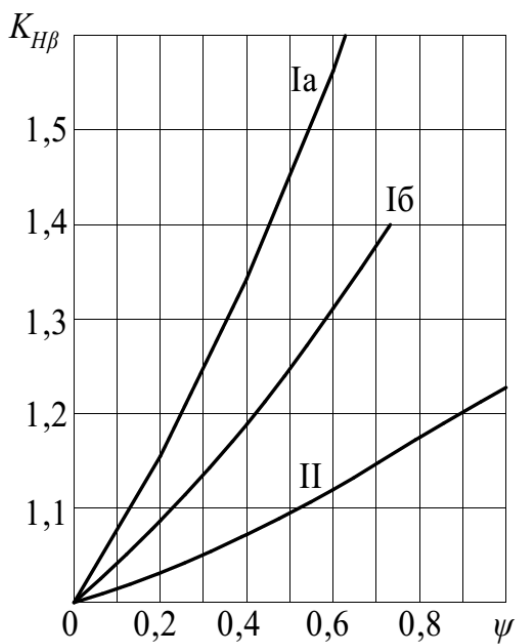
Визначення коефіцієнтів $K_{H\beta}$ та $K_{F\beta}$ для конічних передач



$HB \leq 350$



$HB > 350$



Вибір матеріалу черв'яка та черв'ячного колеса

Група	Швидкість ковзання v_C , м/с	Матеріал черв'яка: сталь	Колесо		
			Матеріал	Спосіб лиття *	σ_b , МПа
III	≤ 2	45, 50	СЧ 10	п	100
			СЧ 15	п	150
			СЧ 18	п	180
			СЧ 20	п	200
II	$2 < v_C \leq 4$	40Х, 40ХН, 15Х, 20Х, 20ХН3А, 30ХГС, 35ХМ	ЛАЖ Мц66-6-32	ц к	500 450
	$4 < v_C \leq 5$		БрАЖ9-4Л	ц к	500 490
	$5 < v_C \leq 7$		БрАЖН10-4-4	ц к	700 650
I	$7 < v_C \leq 9$	40Х, 40ХН, 15Х, 20Х, 20ХН3А, 30ХГС, 35ХМ	БрОЦС5-5-5	к п	200 145
	$9 < v_C \leq 12$		БрОФ10-1	к п	245 215
	$12 < v_C \leq 25$		БрОНФ10-1-1	ц	285

* п – лиття в піщаній формі; ц – відцентровий спосіб лиття; к – лиття в кокіль.

Допустимі напруження згину для черв'ячних коліс

Матеріал	Спосіб лиття	Допустиме напруження згину $[\sigma_F]_0$, МПа			
		Твердість черв'яка HRC < 45		Твердість черв'яка HRC ≥ 45	
		нереверсна	реверсна	нереверсна	реверсна
СЧ 10	п	34	21	42	26
СЧ 15	п	38	24	48	30
СЧ 18	п	43	27	54	34
СЧ 20	п	47	29	59	36
ЛАЖ Мц66-6-32	ц	140	113	145	120
	к	14	113	145	120
БрАЖ9-4Л	ц	81	63	98	75
	к	85	69	108	83
БрАЖН10-4-4	ц	101	81	130	98
	к	101	81	130	98
БрОЦС5-5-5	к	45	32	53	38
	п	35	25	45	32
БрОФ10-1	к	58	42	72	52
	п	40	29	50	36
БрОНФ10-1-1	ц	64	45	80	56

Діаметри шківів для плоских прогумованих пасів *

Число прокладок, i	Товщина δ , мм		Мінімальний діаметр меншого шківa d_{1min} , мм			
	з прошарками	без прошарків	з прошарками		без прошарків	
			рекомен.	допуст.	рекомен.	допуст.
Прокладки з Б-800, Б-820. Тип А, Б, В						
2	3	2,5	125	90	100	80
3	4,5	3,75	170	140	140	112
4	6	5	224	180	200	140
5	7,5	6,25	315	224	250	180
6	9	7,5	355	280	315	224
7	10,5	8,75	400	315	355	250
8	12	10	500	355	400	315
Прокладки з БКНЛ-65, БКНЛ-65-2. Тип А, Б, В						
3	3,6	3	140	112	125	90
4	4,8	4	180	140	160	112
5	6	5	224	180	200	140
6	7,2	6	280	200	224	180
7	8,4	7	315	250	280	200
8	9,6	8	355	280	315	224

* Рекомендовано обирати паси з гумовими прошарками

Ширина обода шківів плоскопасових передач за ГОСТ 23831-79

Ширина паса b , мм	Ширина обода шківa B , мм	Ширина паса b , мм	Ширина обода шківa B , мм	Ширина паса b , мм	Ширина обода шківa B , мм
20	25	71	80	140	160
25	32	80	90	160	180
32	40	90	100	180	200
40	50	100	112	200	224
50	63	112	125	224	250
63	71	125	140	250	280

Розміри клинових пасів за ГОСТ 1284.2-89

Тип	Розміри перерізу, мм				$F_1, \text{см}^2$	Межі довжин L , мм	d_{min} , мм	T_1 , Н·м	q , кг/м
	b_p	h	b_0	y_0					
0	8,5	6	10	2,1	0,47	400...2500	63	<30	0,07
А	11	8	13	2,8	0,81	560...4000	90	15...50	0,1
Б	14	10,5	17	4	1,38	1000...6300	125	40...150	0,18
В	19	13,5	22	4,8	2,3	1800...10600	200	120...600	0,3
Г	27	19	32	6,9	4,76	3150...15000	355	450...2400	0,62
У0	8,5	8	10	2	0,56	630...3550	63	<150	0,07
УА	11	10	13	2,8	0,95	800...4500	90	90...400	0,12
УБ	14	13	17	3,5	1,58	1250...8000	140	300...2000	0,2
УВ	19	18	22	4,8	2,78	2000...8000	224	>1500	0,37

Стандартні довжини клинових і поліклинових пасів

1 ряд	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250
2 ряд	425	475	530	600	670	750	850	950	1060	1180	1320

1 ряд	1400	1600	1800	2000	2240	2500	2800	3150	3550	4000	4500
2 ряд	1500	1700	1900	2120	2360	2650	3000	3350	3750	4250	4750

Потужність, що передається одним пасом клинопасової передачі

Тип пасата L_0 , мм	Діаметр d_1 , мм	P_0 , кВт при швидкості паса v , м/с					
		3	5	10	15	20	25
0 (Z) 1320	63	0,31	0,49	0,82	1,03	1,11	–
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,40	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,44	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,46	0,70	1,24	1,67	1,97	2,10
A (A) 1700	90	0,56	0,84	1,39	1,75	1,88	–
	100	0,62	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,70	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,74	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,80	1,23	2,18	2,91	3,44	3,70
Б (B) 2240	125	0,92	1,39	2,26	2,80	–	–
	140	1,07	1,61	2,70	3,45	3,83	–
	160	1,20	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,30	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,15	3,79	5,08	6,0	6,43
224	1,47	2,26	4,05	5,45	6,5	7,05	
В (C) 3750	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	–
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
	Г (D) 6000	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8
400		4,94	7,54	13,0	17,2	20,0	21,1
450		5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6
500		5,70	8,80	15,5	21,0	25,0	27,5

Тип пасата L_0 , мм	Діаметр d_1 , мм	P_0 , кВт при швидкості паса v , м/с					
		5	10	15	20	25	30
У0 (SPZ) 1320	63	0,95	1,50	1,8	1,85	–	–
	71	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	–
	80	1,38	2,34	3,06	3,5	3,66	–
	90	1,55	2,65	3,57	4,2	4,5	4,55
	100	1,66	2,92	3,95	4,72	5,2	5,35
112	1,80	3,2	4,35	5,25	5,85	6,15	
УА (SPA) 1700	90	1,56	2,57	–	–	–	–
	100	1,89	3,15	4,04	4,46	–	–
	112	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	–
	125	2,41	4,23	5,67	6,6	7,12	7,1
	140	2,64	4,7	6,3	7,56	8,25	8,43
160	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94	
УБ (SPB) 2240	140	2,95	5,0	6,37	–	–	–
	160	3,45	5,98	7,88	9,1	9,49	–
	180	3,8	6,7	9,05	10,6	11,4	11,5
	200	4,12	7,3	10,0	11,9	1	13,3
	224	4,26	7,88	10,7	13,0	13,6	15,1
250	4,66	8,5	11,6	14,1	14,9	16,8	
УВ (SPC) 3750	224	5,45	9,4	12,3	15,1	–	–
	250	6,05	10,6	14,2	16,6	17,6	17,1
	280	6,6	11,5	16,3	18,7	20,5	20,7
	315	7,08	12,8	17,4	20,9	23,2	23,9

Додаток 15 (продовження)

Потужність, що передається пасом поліклинової передачі з десятима ребрами

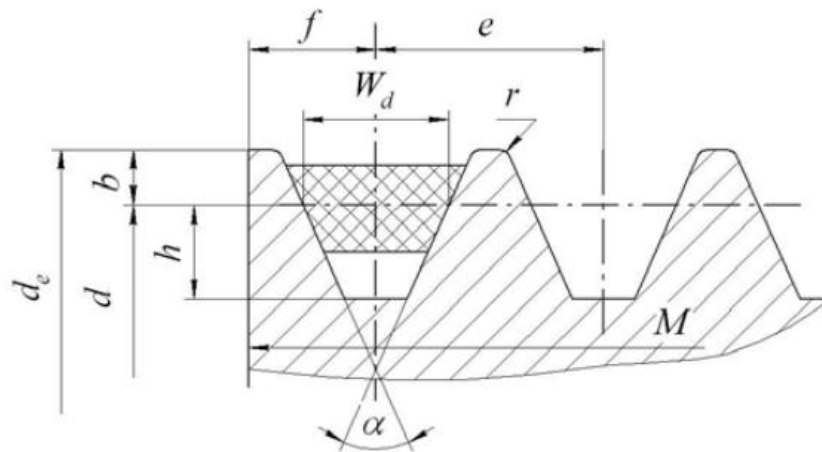
Тип паса та L_0 , мм	Діаметр d_1 , мм	P_0 , кВт при швидкості паса v , м/с					
		5	10	15	20	25	30
К (PJ) 710	50	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	–
	56	1,8	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2
	63	1,9	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	2,0	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
	90	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4
	100	2,2	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7
Л (PL) 1600	80	3,9	6,4	7,9	8,3	–	–
	90	4,5	7,6	9,7	10,8	–	–
	100	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	–
	112	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	–
	125	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	160	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5
М (PM) 2240	180	14,5	24,0	30,2	32,8	31,8	24,2
	200	16,3	27,7	35,8	40,3	40,4	35,4
	224	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	46,3
	250	19,7	34,4	45,9	53,8	57	56
	280	21,0	37,4	50,3	59,8	65	64

Додаток 16

Поправка до крутного моменту для клинових і поліклинових пасів

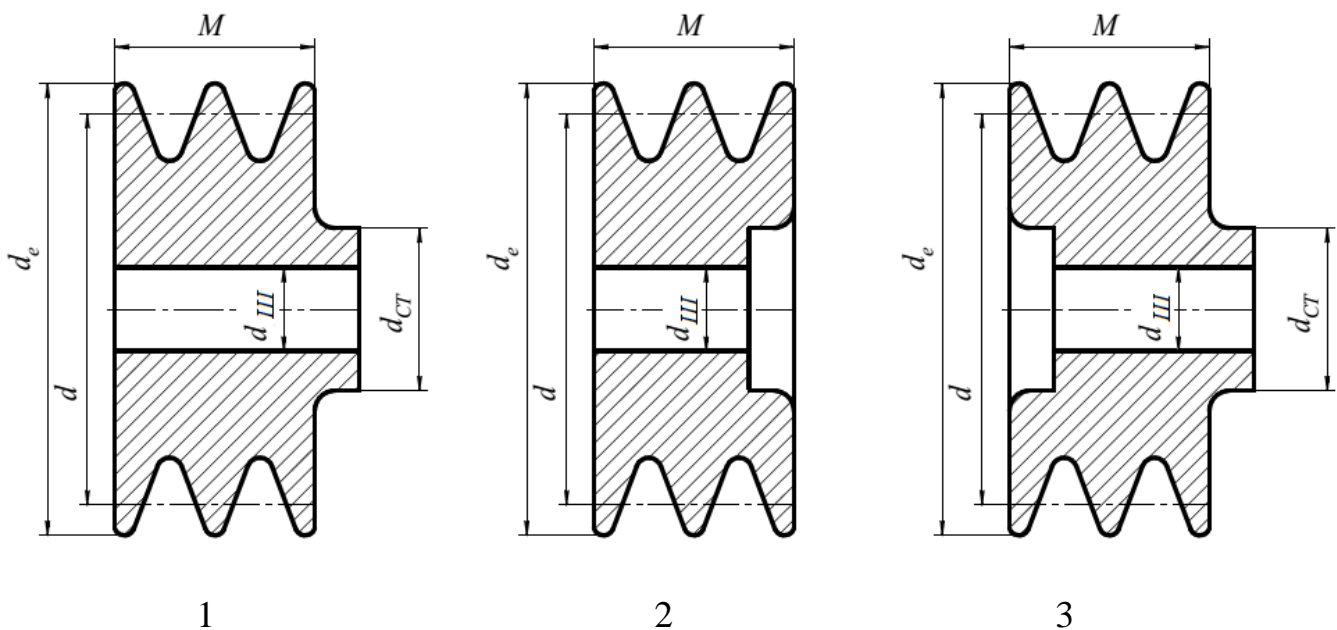
Різновид паса	Тип паса	ΔT , Н·м при передаточному числі u				
		1,21...1,3	1,31...1,4	1,41...1,6	1,61...2,39	>2,4
Клиновий нормальний	0 (Z)	0,3	0,35	0,38	0,4	0,5
	A (A)	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	B (B)	2,1	2,3	2,6	2,9	3,1
	B (C)	5,8	6,6	7,3	8,0	9,0
	Г (D)	21,0	23	26,0	28,4	31,0
Клиновий вузький	У0 (SPZ)	1,2	1,4	1,5	1,7	1,8
	УА (SPA)	2,8	3,1	3,5	3,8	4,2
	УБ (SPB)	5,8	6,6	7,3	8,0	8,8
	УВ (SPC)	14,0	16,0	17,6	19,4	21,0
Поліклиновий	К (PJ)	0,44	0,5	0,55	0,6	0,7
	Л (PL)	3,6	4,0	4,5	5,0	5,4
	М (PM)	27,6	31,0	34,5	38,0	41,4

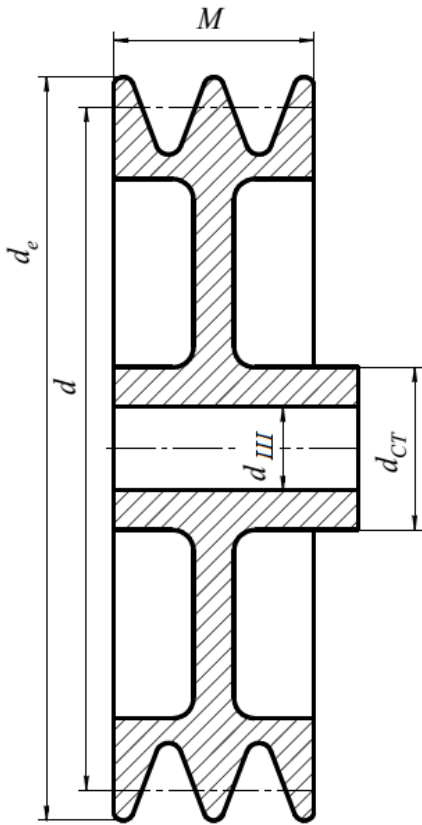
Розміри обода шківів для клинових пасів за ГОСТ 20889-88



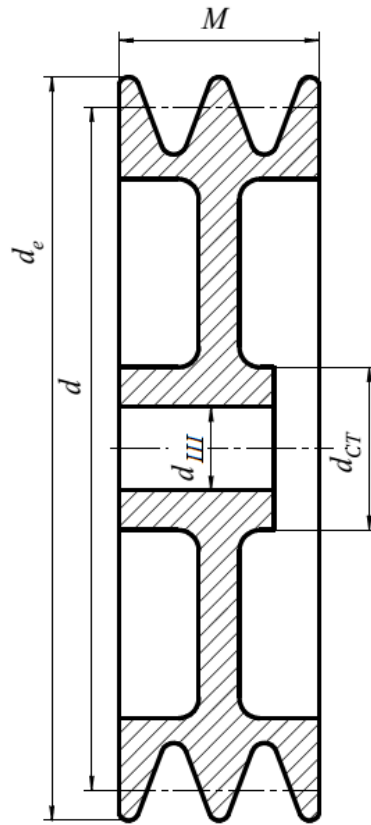
Тип паса	Розміри канавки шківа, мм							Робочий діаметр шківа, мм			
	W_d	h	b	e	f	r	h^*	$\alpha=34^\circ$	$\alpha=36^\circ$	$\alpha=38^\circ$	$\alpha=40^\circ$
								d	d	d	d
0 (Z)	8,5	7,0	2,5	12	8,0	0,5	6	63...71	80...100	112...160	180
A (A)	11	8,7	3,3	15	10,0	1,0	6	90...112	125...160	180...400	450
Б (B)	14	10,8	4,2	19	12,5	1,0	8	125...160	180...224	250...500	560
В (C)	19	14,3	5,7	25,5	17,0	1,5	10	—	200...315	355...630	710
Г (D)	27	20,0	8,1	37,0	24,0	2,0	12	—	315...450	500...900	1000
У0 (SPZ)	8,5	10,0	2,5	12	8	0,5	6	63...80	—	>80	—
УА (SPA)	11,0	13,0	3	15	10	1,0	6	90...112	—	>112	—
УБ (SPB)	14	17,0	4	19	12,5	1,0	8	140...180	—	>180	—
УВ (SPC)	19	19,0	5	25	17,0	1,5	10	224...315	—	>315	—

Шківні для клинових та поліклинових пасів за ГОСТ 20889-88

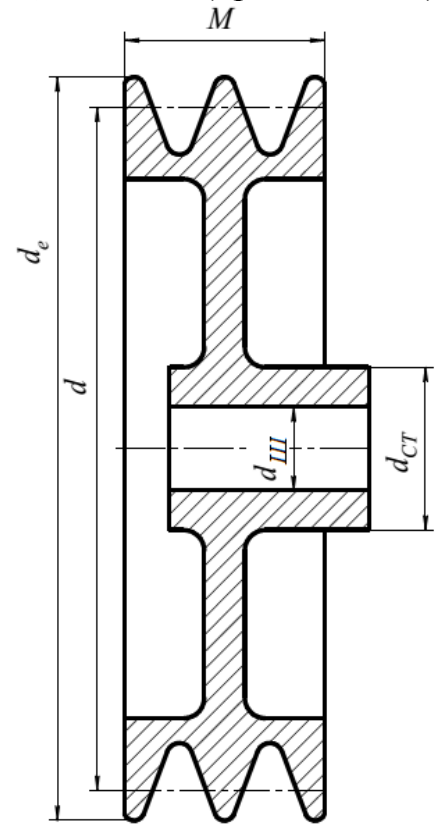




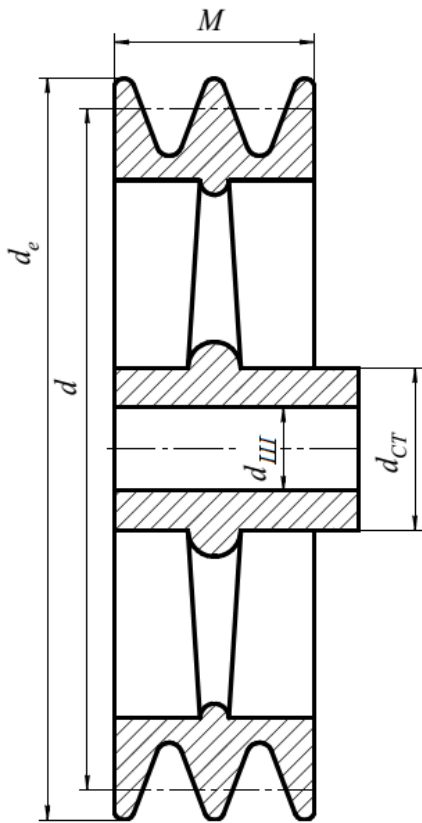
4



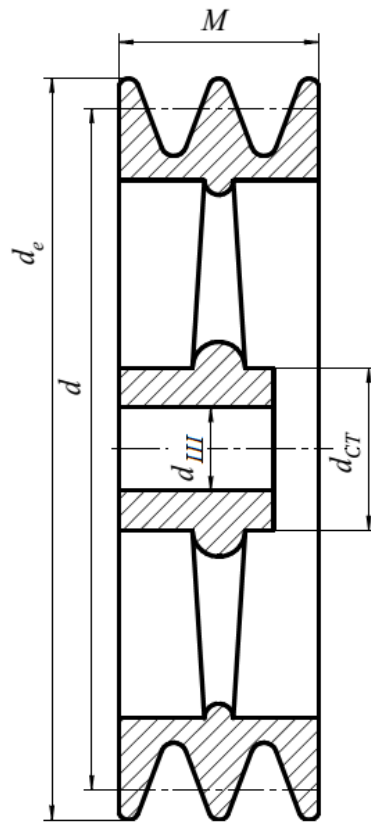
5



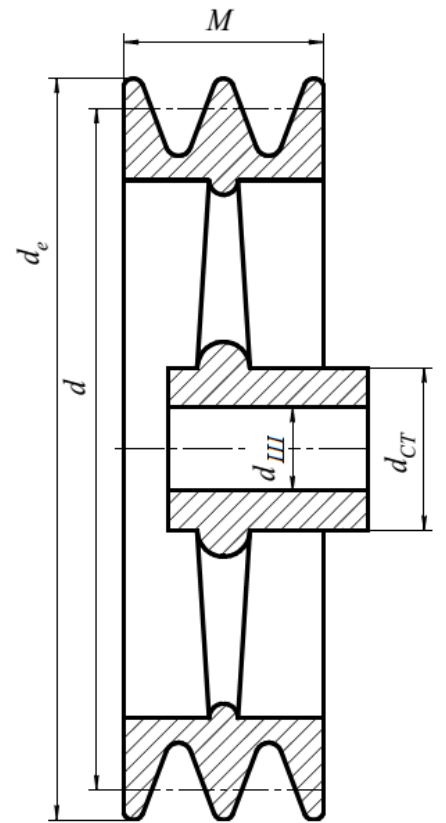
6



7



8



9

Додаток 18 (продовження)

1. Монолітні з маточиною, що виступає з однієї сторони.
2. Монолітні з виточкою з однієї сторони.
3. Монолітні з виточкою з однієї сторони і маточиною, що виступає з іншої.
4. Дискові з маточиною, що виступає з однієї сторони.
5. Дискові з маточиною, вкороченою з однієї сторони.
6. Дискові з маточиною, що виступає з однієї сторони і вкороченою з іншої.
7. Зі шпильцями і маточиною, що виступає з однієї сторони.
8. Зі шпильцями і маточиною, вкороченою з однієї сторони.
9. Зі шпильцями і маточиною, що виступає з однієї сторони і вкороченою з іншої.

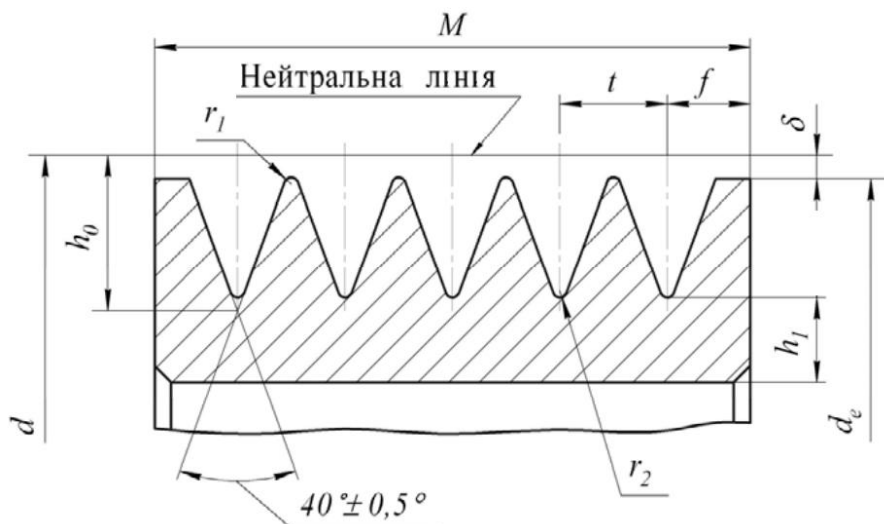
Додаток 19

Розміри поліклінових пасів

Тип	Розміри перерізу, мм						Межі довжин L , мм	Число ребер		d_{\min} , мм	T_1 , Н·м	q_{10} , кг/м
	e	H	h	r_{1max}	r_{2max}	δ_0		номін.	max			
К (PJ)	2,4	4	2,35	0,1	0,4	2	400...2000	2...36	36	40	<40	0,09
Л (PL)	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	4,8	1250...4000	4...20	50	80	18...400	0,45
М (PM)	9,5	16,7	10,45	0,4	1	7	2000...4000	2...20	50	180	>130	1,6

Додаток 20

Розміри обода шківів для поліклінових пасів



Тип паса	Розміри канавки шківа, мм						
	t	h_0	h_1	f	δ	r_1	r_2
К (PJ)	$2,4 \pm 0,03$	3,3	5,0	3,5	1	0,3	0,2
Л (PL)	$4,8 \pm 0,04$	6,6	6,0	5,5	2,4	0,5	0,4
М (PM)	$9,6 \pm 10$	13,05	7,5	10	3,5	0,8	0,6

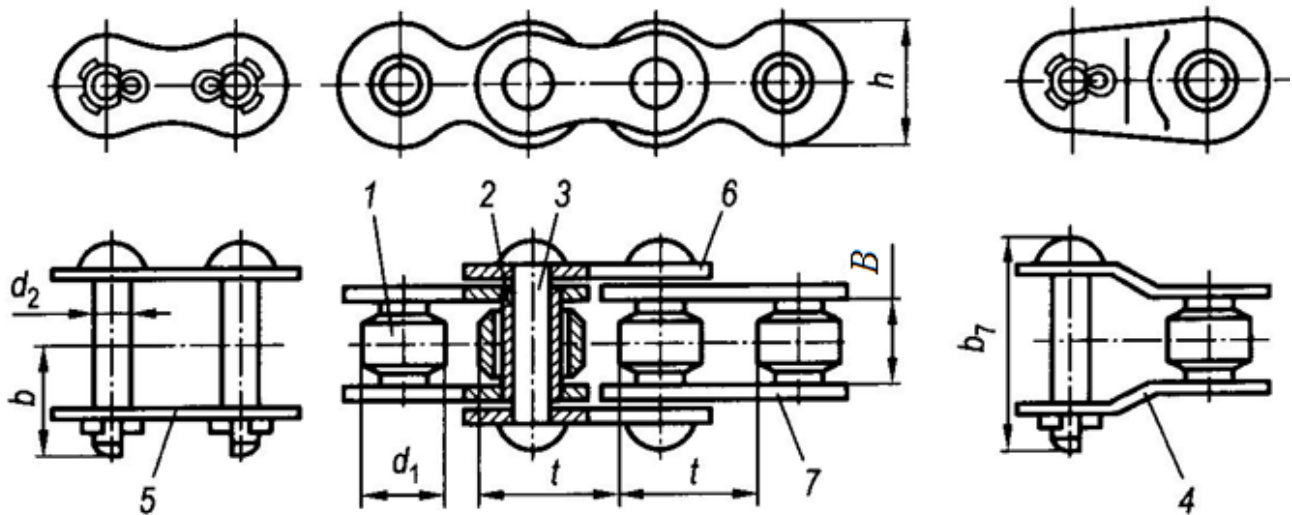
Умови роботи ланцюгової передачі

Умови роботи передачі	Коефіцієнт	
Характер навантаження приводу: – спокійне – змінне	K_1	1 1,25...1,5
Спосіб регулювання міжосьової відстані: – натяжна зірочка або ролик – пересувні опори – постійна міжосьова відстань	K_2	1,1 1 1,25
Міжосьова відстань: – $a \leq 25t$ – $a = (30 \dots 50)t$ – $a = (60 \dots 80)t$	K_3	1,25 1 0,9
Положення передачі в просторі: – нахил лінії центрів зірочок до горизонту $\leq 70^\circ$ – нахил лінії центрів зірочок до горизонту $> 70^\circ$	K_4	1 1,25
Спосіб мащення передачі: – безперервне (масляна ванна чи під тиском від насоса) – регулярна капельна – періодична нерегулярна	K_5	0,8 1 1,5
Тривалість роботи: – однозмінна – двозмінна – безперервна	K_6	1 1,25 1,5

Допустимий тиск в шарнірах $[p_{17}]$ роликів ланцюгів при $z_1 = 17$

Частота обертання, $n_1, \text{хв}^{-1}$	Значення $[p_{17}]$, МПа при орієнтовному значенні кроку t_{OP} , мм									
	9,525	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	63,5
50	51	46,5	43,2	40,6	36,9	34,2	32,2	30,6	29,3	27,2
75	44,7	40,6	37,7	35,5	32,2	29,9	28,1	26,7	25,6	23,7
100	40,6	36,9	34,2	32,2	29,3	27,2	25,6	24,3	23,2	21,6
150	35,5	32,2	29,9	28,1	25,6	23,7	22,3	21,2	20,3	18,8
200	32,2	29,3	27,2	25,6	23,2	21,6	20,3	19,3	18,4	17,1
300	28,1	25,6	23,7	22,3	20,3	18,8	17,7	16,8	16,1	14,9
400	25,6	23,2	21,6	20,3	18,4	17,1	16,1	15,3	14,6	13,6
500	23,7	21,6	20,0	18,8	17,1	15,9	14,9	14,2	13,6	–
750	20,7	18,8	17,5	16,4	14,9	13,9	13,0	12,4	–	–
1000	18,8	17,1	15,9	14,9	13,6	12,6	11,8	–	–	–
1250	17,5	15,9	14,7	13,9	12,6	11,7	–	–	–	–
1500	16,4	14,9	13,9	13,0	11,8	–	–	–	–	–
2000	14,9	11,4	10,6	10,0	–	–	–	–	–	–
2500	13,9	12,6	11,7	–	–	–	–	–	–	–
3000	13,0	11,8	–	–	–	–	–	–	–	–

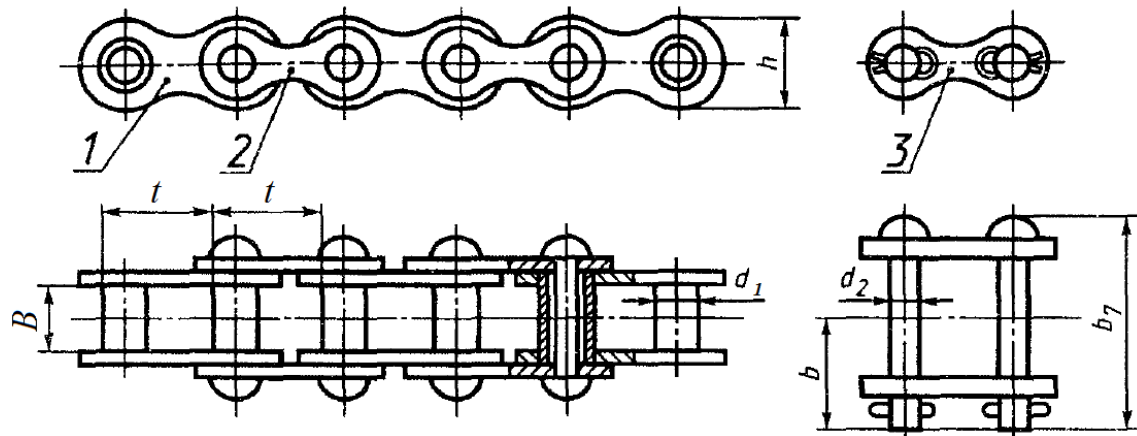
Ланцюги приводні роликові однорядні типу ПР за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



1. Ролик; 2. Втулка; 3. Валик; 4. Перехідна ланка; 5. З'єднувальна ланка;
6. Зовнішня пластина; 7. Внутрішня пластина.

Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
ПР-8-4,6	8	3	2,31	5	7,5	12	7	4,6	0,2	11
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45	28
ПР12,7-10-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10	10,5	6,3	10	0,3	13
ПР-12,7-9	12,7	3,3	3,66	7,75	10	12	7	9	0,35	22
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65	39,6
ПР-12,7-18,2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75	50,3
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23	0,8	54,8
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23	1	70,9
ПР-19,05-31,8	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,9	105,8
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60	2,6	179,7
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89	3,8	262,2
ПР-38,1-127	38,1	24,4	11,1	22,23	36,2	58	30	127	5,5	394
ПР-44,45-172,4	44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	34	172,4	7,5	473
ПР-50,8-227	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227	9,7	646
ПР-63,5-354	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	354	16	1042

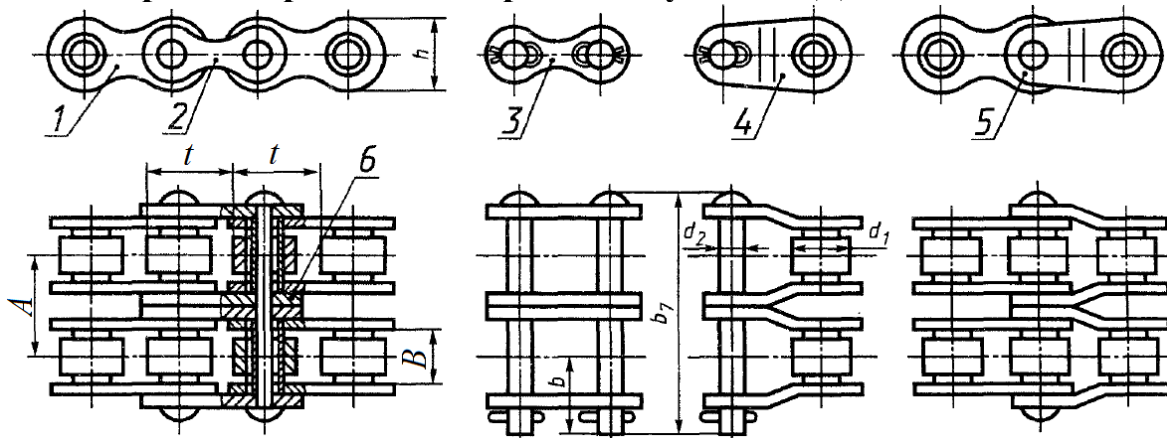
Ланцюги приводні втулкові однорядні типу ПВ за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



1. Внутрішня ланка; 2. Зовнішня ланка; 3. З'єднувальна ланка.

Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,6	3,59	5	8,8	18,5	10	11,5	0,5	40
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6	9,85	21,2	12	13	0,65	56

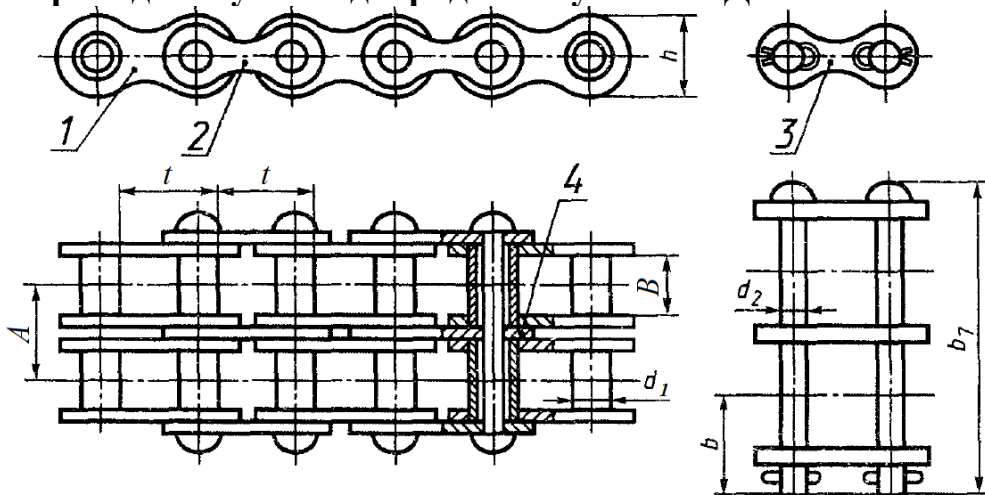
Ланцюги приводні роликів дворядні типу 2ПР за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



1. Внутрішня ланка; 2. Зовнішня ланка; 3. З'єднувальна ланка; 4. Перехідна ланка; 5. Подвійна перехідна ланка; 6. Проміжна пластина.

Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
2ПР-12,70-31,8	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	35	11	31,8	1,4	105
2ПР-15,875-45,4	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	41	13	45,4	1,9	140
2ПР-19,05-64	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	53,4	17,75	64	2,9	200
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	68	22	114	5	359
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	82	24	177	7,3	524
2ПР-38,1-254	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	104	30	254	11	788
2ПР-44,45-344	44,45	25,4	12,7	25,4	48,87	42,24	110	34	344,8	14,4	946
2ПР-50,8-453,6	50,8	31,75	14,27	25,58	58,55	48,3	130	38	453,6	19,1	1292

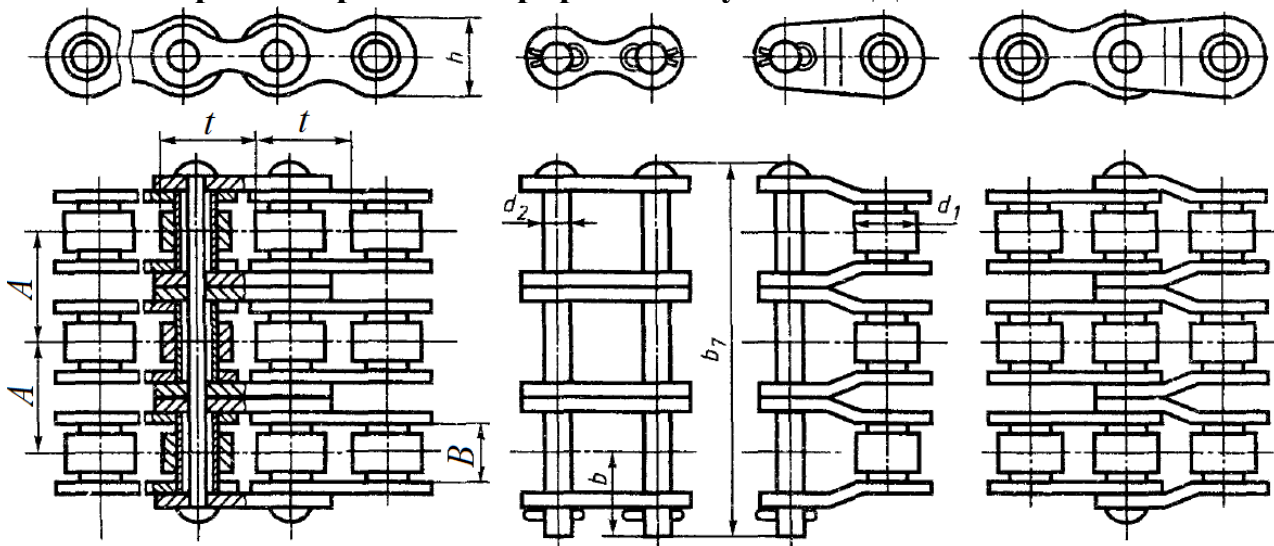
Ланцюги приводні втулкові дворядні типу 2ПВ за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



1. Внутрішня ланка; 2. Зовнішня ланка; 3. З'єднувальна ланка.

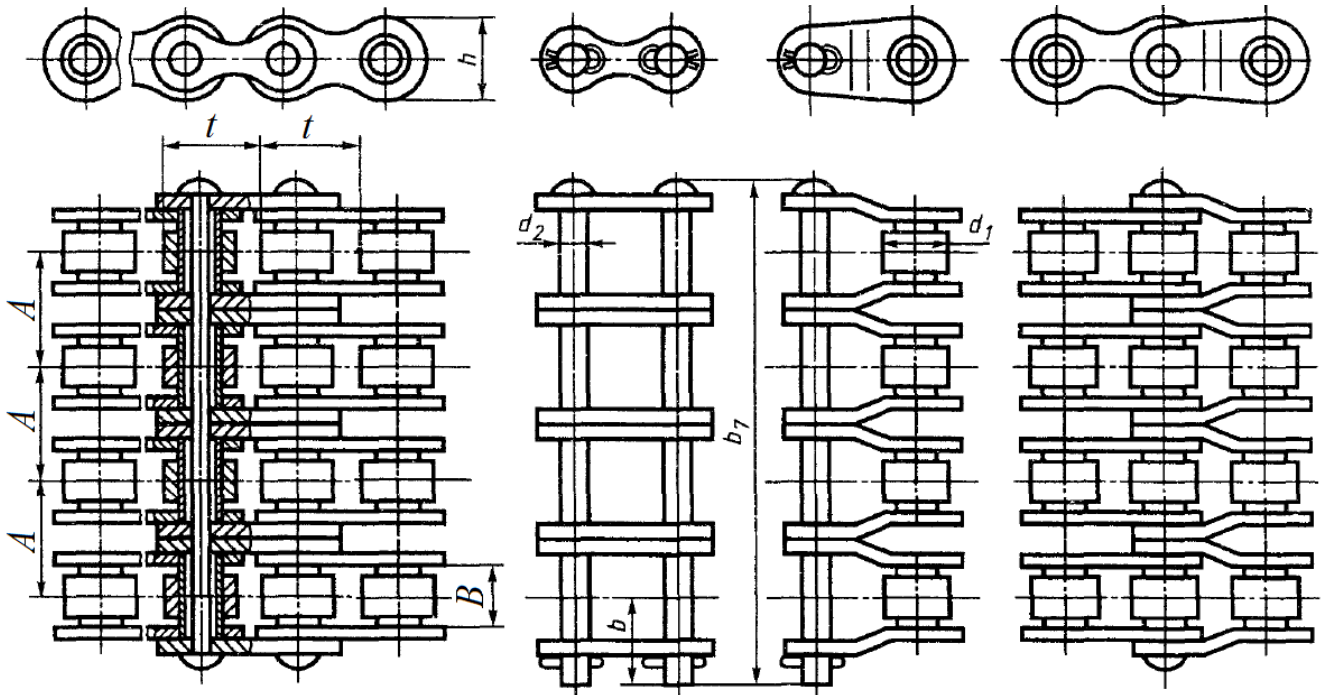
Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
2ПВ-9,525-20	9,525	5,2	4,45	6	10,75	9,85	27,5	8,5	20	1	81

Ланцюги приводні роликіві трирядні типу 3ПР за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
3ПР-12,70-45,4	12,7	7,75	4,45	8,51	13,92	11,8	50	11	45,4	2	150
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	16,59	14,8	57	13	68,1	2,8	202
3ПР-19,05-96	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	76,2	17,75	96	4,3	317
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	98	22	171	7,5	359
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	120	24	265,5	11	786
3ПР-38,1-381	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	150	30	381	16,5	1182
3ПР-44,45-517,2	44,45	25,4	12,7	25,4	48,87	42,24	160	34	517,2	21,7	1419
3ПР-50,8-680,4	50,8	31,75	14,27	25,58	58,55	48,3	190	38	680,4	28,3	1938

Ланцюги приводні роликові чотирирядні типу 4ПР за ДСТУ ГОСТ 13568-2006



Типорозмір ланцюга	t , мм	B , мм	d_2 , мм	d_1 , мм	A , мм	h , мм	b_7 , мм	b , мм	Q , кН	q , кг/м	$A_{оп}$, мм ²
4ПР-19,05-128	19,05	12,7	5,96	11,91	22,78	18,08	101,9	17,75	128	5,75	420
4ПР-25,4-228	25,4	15,88	7,92	15,88	29,29	24,2	129,9	22	228	10,9	716
4ПР-31,75-355	31,75	19,05	9,53	19,05	35,76	30,2	157,5	24	355	14,7	1048
4ПР-38,1-508	38,1	25,4	11,1	22,23	45,44	36,2	197,1	30	508	22	1576
4ПР-50,8-900	50,8	31,75	14,27	25,58	58,55	48,3	252,3	38	900	38	2580

Нормативний коефіцієнт запасу міцності ланцюга $[S]^*$

Крок ланцюга t , мм	Частота обертання ведучої зірочки n_1 , хв ⁻¹									
	до 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2800
12,7...15,875	7	7,8	8,5	9,3	10,2	11	11,7	13,2	14,8	18
19,05...25,4	7	8,2	9,3	10,3	11,7	12,9	14	16,3	—	—
31,75...38,1	7	8,5	10,2	13,2	14,8	16,3	—	—	—	—
44,45...50,8	7	9,3	11,7	14	16,3	—	—	—	—	—

*Для знаходження значення $[S]$ при проміжному значенні n_1 , використовують інтерполяцію.

**Тимчасовий опір σ_{ϵ} і межі витривалості деяких сталей
при згині σ_{-1} та крученні τ_{-1}**

Марка	ТО*	σ_{ϵ} , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа	Марка	ТО*	σ_{ϵ} , МПа	σ_{-1} , МПа	τ_{-1} , МПа
25	Ц, В	550	250	155	45X	П	950	470	270
30	Н	500	225	135		М	1400	700	400
	П	600	270	160	50X	М	1500	750	430
35	Н	540	240	145	33XC	Н	600	260	150
	П	650	290	175		М	900	450	260
40	Н	580	260	155	30XГТ	М	1250	620	360
	П	700	315	190		Ц, М	1100	550	320
	В	1000	450	270	30XM	М	950	475	280
45	Н	610	275	165	35XM	М	1000	500	290
	М	750	405	245		Н	1600	800	480
	В	1000	405	245	40XH	Н	780	390	225
	СВЧ	750	340	205		М	1200	600	345
50	Н	640	290	175	12XH2	М	800	400	230
	П	900	405	245		СВЧ	680	340	200
20X	П	700	350	200	20X2H4A	Ц	1100	550	320
	М	850	420	240		М	1300	650	375
40X	Н	630	310	180	30XГСА	П	1100	550	320
	П	800	400	230		М	1500	750	430
	М	1100	550	320	50XΦA	М	1300	650	340
	М	1300	650	380		М	1500	750	360

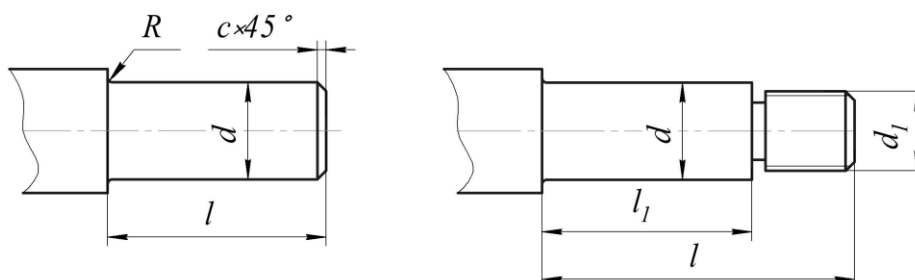
* Н – нормалізація; П – поліпшення; Ц – цементация; СВЧ – гартування СВЧ; В – гартування з охолодженням у воді; М – гартування з охолодженням у маслі.

Номінальні діаметри метричних різьб за ГОСТ 24705-2004*

d , мм	Крок P , мм		d , мм	Крок P , мм	
	крупний	дрібний		крупний	дрібний
4	0,7	0,5	(27)	3	2; 1,5; 1; 0,75
4,5	0,75	0,5	30	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
5	0,80	0,5	(33)	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
6	1	0,75; 0,5	36	4	3; 2; 1,5; 1
8	1,25	1; 0,75; 0,5	(39)	4	3; 2; 1,5; 1
10	1,50	1,25; 1; 0,75; 0,5	42	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
12	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	(45)	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
(14)	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5	48	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
16	2	1,5; 1; 0,75; 0,5	(52)	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
(18)	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	56	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
20	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	(60)	(5,5)	4; 3; 2; 1,5; 1
(22)	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5	64	6	4; 3; 2; 1,5; 1
24	3	2; 1,5; 1; 0,75	(68)	6	4; 3; 2; 1,5; 1

* Діаметри та кроки різьб вказані в дужках, по можливості не застосовувати.

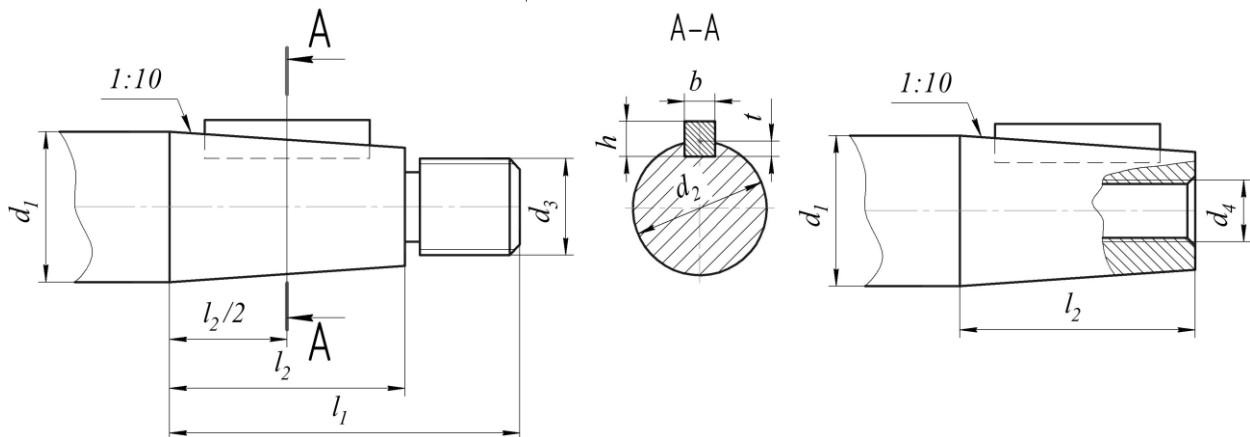
Циліндричні кінці валів за ГОСТ 12080-66



<i>d</i> , мм		<i>l</i> , мм		<i>R</i> , мм	<i>c</i> , мм	<i>l</i> ₁ , мм	<i>d</i> ₁ , мм*
1-й ряд	2-й ряд	довгі	короткі				
10	—	23	20	0,6	0,4	15	М6
11	—						
12	—	30	25	1,0	0,6	18	М8х1
14	—						
16	—	40	28	1,6	1,0	28	М10х1,25
18	—						
—	19	50	36	1,6	1,0	36	М12х1,25
20	—						
22	—	60	42	2,0	1,6	42	М16х1,5
—	24						
25	—	80	58	2,0	1,6	58	М20х1,5
28	—						
—	30	110	82	2,5	2,0	82	М24х2
32	—						
—	(35)	140	105	3,0	2,5	105	М30х2
36	—						
—	38	170	130	3,0	2,5	130	М36х3
40	—						
—	42	210	165	3,0	2,5	—	—
45	—						
—	48	—	—	—	—	—	—
50	—						
—	(52)	—	—	—	—	—	—
—	53						
55	—	—	—	—	—	—	—
—	(56)						
60	—	—	—	—	—	—	—
—	63						
—	65	—	—	—	—	—	—
70	—						
—	(71)	—	—	—	—	—	—
—	75						
80	—	—	—	—	—	—	—
—	85						
90	—	—	—	—	—	—	—
—	95						
100	—	—	—	—	—	—	—
—	—						

* Різьба виконується, лише, на довгих кінцях валів.

Конічні кінці валів за ГОСТ 12081-72

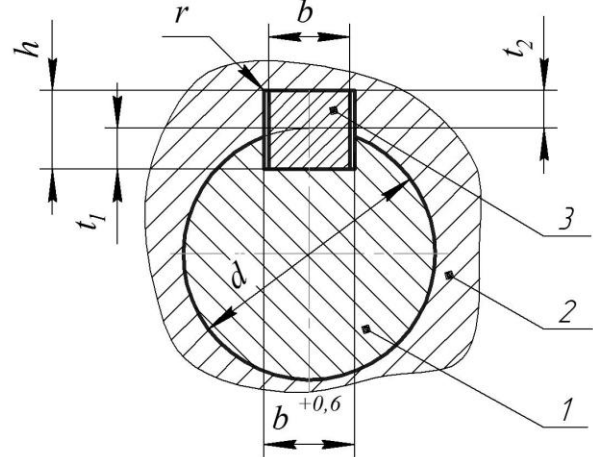
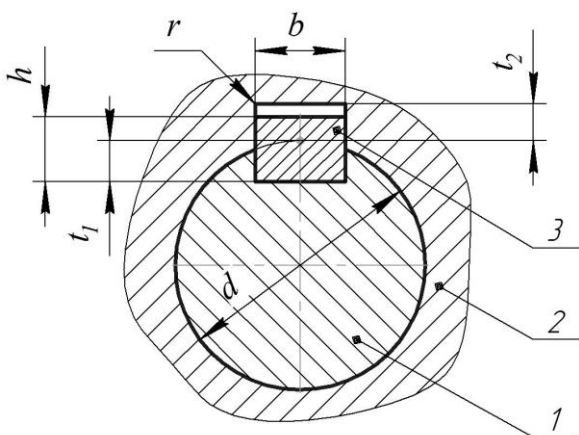


d_1 , мм		l_1 , мм		l_2 , мм		b , мм	h , мм	t , мм	d_3 , мм	d_4 , мм
1-й ряд	1-й ряд	довгі	короткі	довгі	короткі					
10	—	23	—	15	—	—	—	—	M6	—
11	—									
12	—	30	—	18	—	2	2	1,2	M8x1	M4
14	—									
16	—	40	28	28	16	3	3	1,8	M10x1,25	M5
18	—									
—	19	50	36	36	22	4	4	2,5	M12x1,25	M6
20	—									
22	—	60	42	42	24	5	5	3,0	M16x1,5	M8
—	24									
25	—	80	58	58	36	6	6	3,5	M20x1,5	M10
28	—									
—	30	110	82	82	54	10	8	5,0	M24x2	M12
32	—									
—	35	140	105	105	70	12	8	5,0	M30x2	M16
36	—									
—	38	170	130	130	90	14	9	5,5	M36x3	M20
40	—									
—	42	210	165	165	120	16	10	6,0	M42x3	M24
45	—									
—	48	170	130	130	90	18	11	7,0	M48x3	M24
50	—									
—	55	170	130	130	90	20	12	7,5	M56x4	M30
56	—									
—	60	210	165	165	120	22	14	9,0	M64x4	M36
63	—									
—	65	210	165	165	120	25	14	9,0	M72x4	M36
—	70									
71	—	210	165	165	120	25	14	9,0	M72x4	M36
—	75									
80	—	170	130	130	90	20	12	7,5	M56x4	M30
—	85									
90	—	210	165	165	120	22	14	9,0	M64x4	M36
—	95									
100	—	170	130	130	90	22	14	9,0	M64x4	M36
—	95									
100	—	210	165	165	120	25	14	9,0	M72x4	M36

Коефіцієнти радіального X та осевого Y навантажень підшипників

Тип підшипника	Кут контакту, $\alpha, ^\circ$	$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		
		X	Y	X	Y	
Радіальний кульковий однорядний	0	1	0	0,56	0,44/e	
Радіальний кульковий дворядний						
Радіально-упорний кульковий однорядний	12			0,45	0,55/e	
	15			0,44	0,56/e	
	18, 19, 20			0,43	1,0	
	24, 25, 26			0,41	0,87	
	30			0,39	0,76	
	35, 36			0,37	0,66	
Радіально-упорний кульковий дворядний	40			0,35	0,57	
	12			0,63/e	0,74	0,89/e
	15			0,72	0,91/e	
	18, 19, 20			1,09	0,7	1,63
	24, 25, 26	0,92	0,67	1,44		
	30	0,78	0,63	1,24		
Самовстановлювальний кульковий однорядний	–	0	0,4	0,4ctg α		
		0,42ctg α	0,65	0,65ctg α		
Самовстановлювальний кульковий дворядний	–	0,42ctg α	0,65	0,65ctg α		
Радіально-упорний роликівий однорядний	9...29	0	0,4	0,4ctg α		
Радіально-упорний роликівий дворядний	9...29	0,45ctg α	0,67	0,67ctg α		

Призматичні та клинові шпонки



З'єднання з призматичною шпонкою

З'єднання з клинвою шпонкою

1. Вал; 2. Маточина; 3. Шпонка

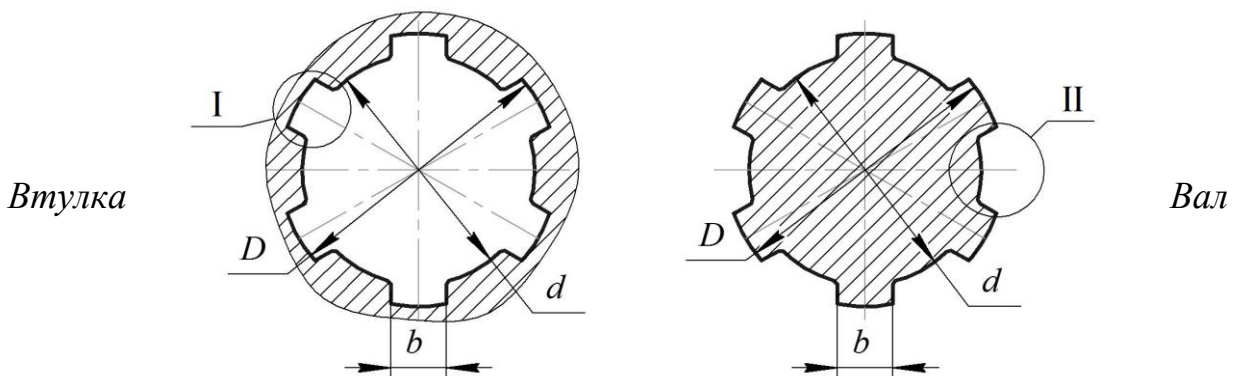
Додаток 30 (продовження)

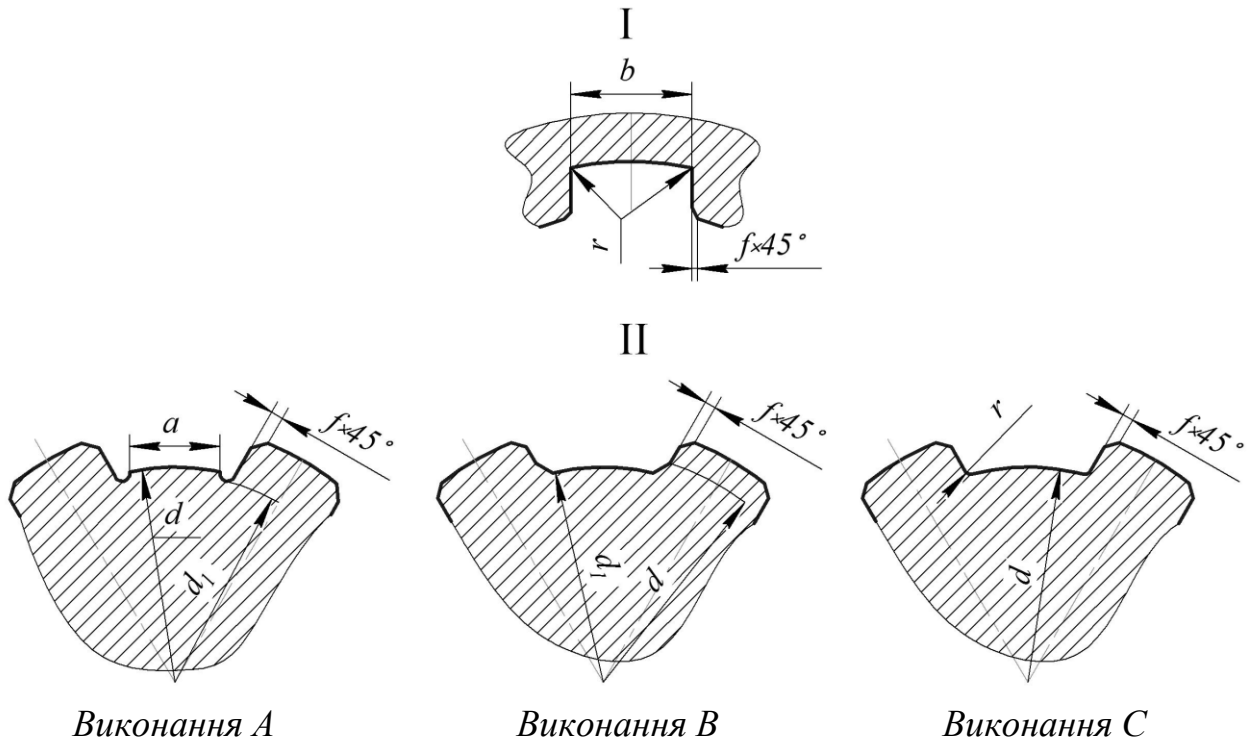
Діаметр валу, d	Переріз шпонки $b \times h$	Глибина пазу		Довжина шпонки*, l	Радіус скруглення пазу, r	Фаска шпонки, c
		t_1	t_2			
Шпонки призматичні нормальні за ГОСТ 10748-79 (розміри вказано в мм)						
$12 < d \leq 17$	5 x 5	3	2,3	10...56	0,16	0,4
$17 < d \leq 22$	6 x 6	3,5	2,8	14...70		
$22 < d \leq 30$	8 x 7	4	3,3	18...90		
$30 < d \leq 38$	10 x 8	5	3,3	22...110	0,25	0,6
$38 < d \leq 44$	12 x 8	5	3,3	28...140		
$44 < d \leq 50$	14 x 9	5,5	3,8	36...160		
$50 < d \leq 58$	16 x 10	6	4,3	45...180		
$58 < d \leq 65$	18 x 11	7	4,4	50...200		
$65 < d \leq 75$	20 x 12	7,5	4,9	56...200	0,4	
$75 < d \leq 85$	22 x 14	9	5,4	63...250		
$85 < d \leq 95$	25 x 14	9	5,4	70...280		
$95 < d \leq 110$	28 x 16	10	6,4	80...320		
$110 < d \leq 130$	32 x 18	11	7,4	90...360		
Шпонки клинові за ГОСТ 24068-80 (розміри вказано в мм)						
$10 < d \leq 14$	4 x 4	2,5	1,1	8...45	0,2	0,2
$14 < d \leq 18$	5 x 5	3	1,6	10...56		
$18 < d \leq 24$	6 x 6	3,5	2,1	14...70	0,3	0,3
$24 < d \leq 30$	8 x 7	4	2,6	18...90		
$30 < d \leq 36$	10 x 8	4,5	3	22...110		
$36 < d \leq 42$	12 x 8	4,5	3	28...140		
$42 < d \leq 48$	14 x 9	5	3,5	36...160	0,5	0,5
$48 < d \leq 55$	16 x 10	5	4,5	45...180		
$55 < d \leq 65$	18 x 11	5,5	5	50...200		
$65 < d \leq 75$	20 x 12	6	5,5	56...220		
$75 < d \leq 90$	25 x 14	7	6,4	70...280		
$90 < d \leq 105$	28 x 16	8	7,4	80...320	0,8	0,8
$105 < d \leq 120$	32 x 18	9	8,4	90...360		
$120 < d \leq 140$	36 x 20	10	9,4	100...400		

* Довжина шпонок вибирається зі стандартного ряду: 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360...

Додаток 31

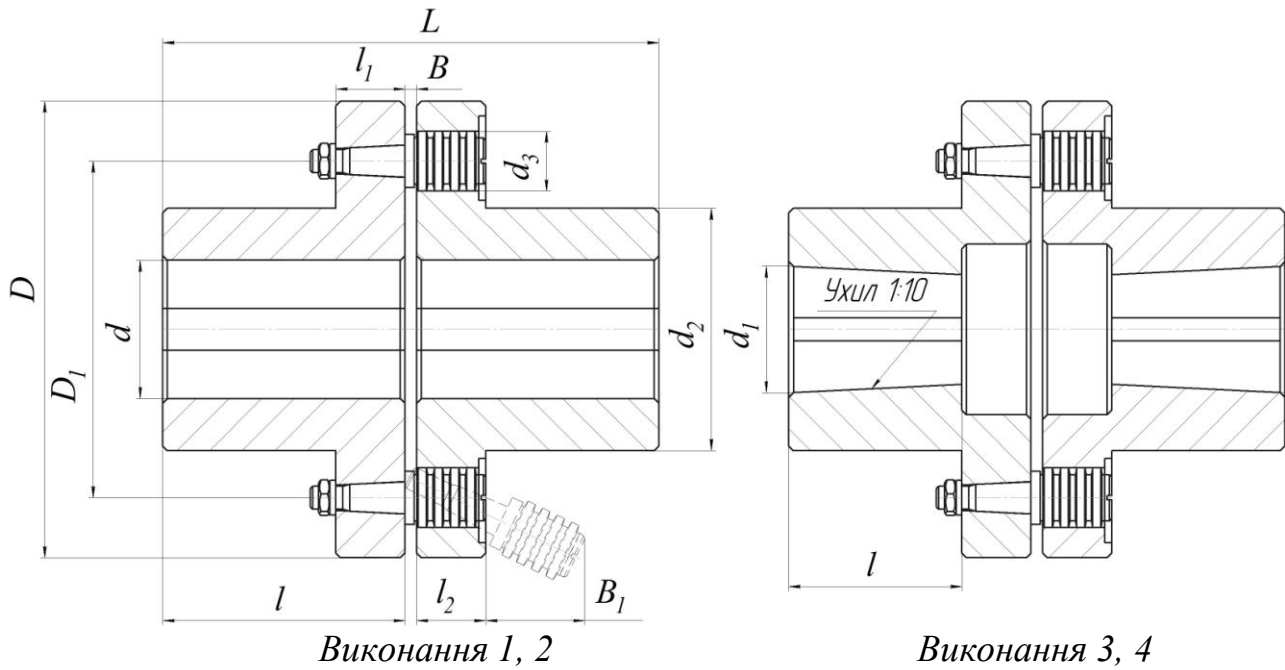
Прямобічні шліцьові з'єднання за ГОСТ 1139-80





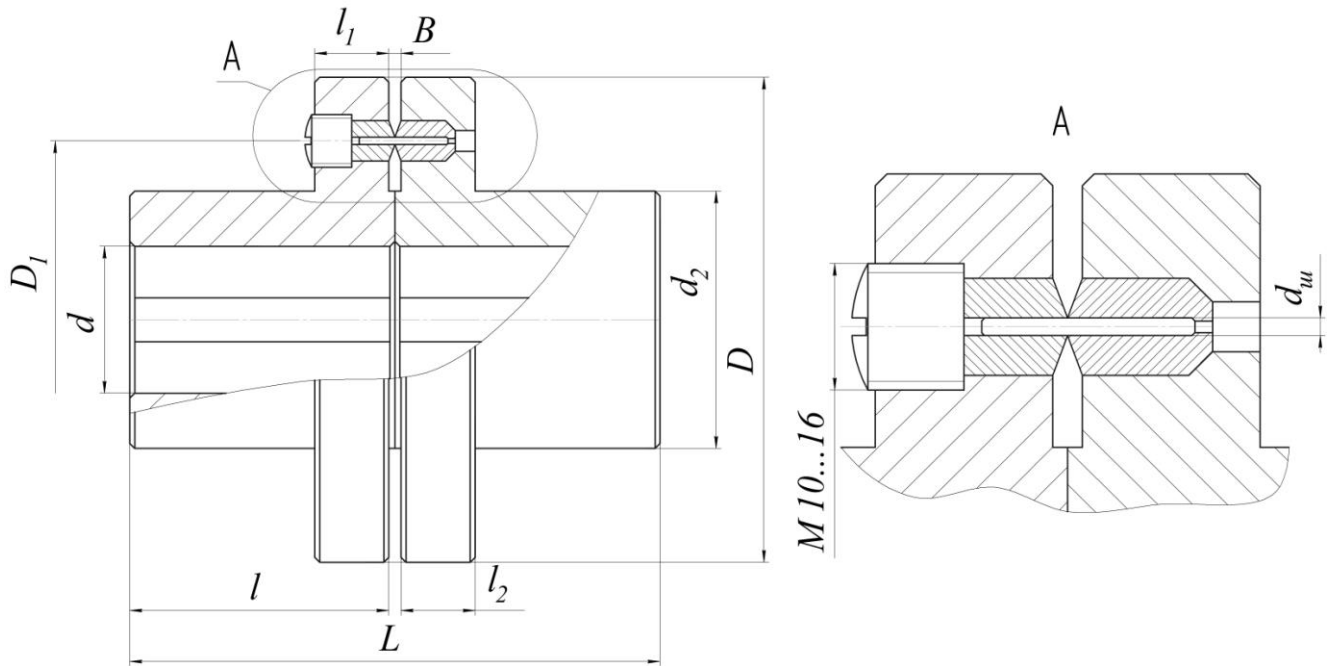
$z \times d \times D$	b	d_1	a	f	r	$z \times d \times D$	b	d_1	a	f	r
Легка серія (розміри вказано в мм)											
6 x 23 x 26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	8 x 42 x 46	8	40,4	5,03	0,4	0,3
6 x 26 x 30	6	24,6	3,85			8 x 46 x 50	9	44,6	5,75		
6 x 28 x 32	7	26,7	4,03			8 x 52 x 58	10	49,7	4,89		
8 x 32 x 36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	8 x 56 x 62	10	53,6	6,38	0,5	0,5
8 x 36 x 40	7	34,5	3,46			8 x 62 x 68	12	59,8	7,31		
Нормальна серія (розміри вказано в мм)											
6 x 11 x 14	3,0	9,9	—	0,3	0,2	8 x 32 x 38	6	29,4	—	0,4	0,3
6 x 13 x 16	3,5	12,0	—			8 x 36 x 42	7	33,5	1,02		
6 x 16 x 20	4	14,5	—			8 x 42 x 48	8	39,5	2,57		
6 x 18 x 22	5	16,7	—			8 x 46 x 54	9	42,7	—	0,5	0,5
6 x 21 x 25	5	19,5	1,95			8 x 52 x 60	10	48,7	2,44		
6 x 23 x 28	6	21,3	1,34			8 x 56 x 65	10	52,2	2,50		
6 x 26 x 32	6	23,4	1,65	0,4	0,3	8 x 62 x 72	12	57,8	2,40	0,5	0,5
6 x 28 x 34	7	25,9	1,70			10 x 72 x 82	12	67,4	—		
Важка серія (розміри вказано в мм)											
8 x 16 x 20	2,5	14,1	—	0,3	0,2	10 x 28 x 35	4	24,4	—	0,4	0,3
10 x 18 x 23	3	15,6	—			10 x 32 x 40	5	28,0	—		
10 x 21 x 26	3	18,5	—			10 x 36 x 45	5	31,3	—		
10 x 23 x 29	4	20,3	—			10 x 42 x 52	6	36,9	—		
10 x 26 x 32	4	23,0	—	0,4	0,3	10 x 46 x 56	7	40,9	—	0,5	0,5

Муфта пружна втулково-пальцева за ГОСТ 21424-93



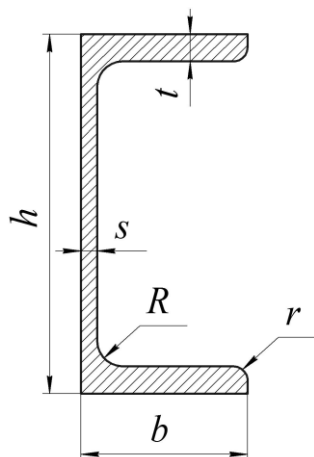
T, Н·м	Габаритні та приєднувальні розміри, мм																		
	d, d ₁		D	L				l				D ₁	l ₁	l ₂	d ₂	d ₃	B	B ₁	z
	1-й ряд	2-й ряд		Виконання															
			1	2	3	4	1	2	3	4									
31,5	16	—	90	81	60	84	60	40	28	30	18	63	16	20	30	20	4	28	4
	18	—		32	36	40													
63	20	—	100	104	76	104	76	50	36	38	24	71	18	32	45	28	5	42	6
	22	—		50	56	56	63	63	71	75	80								
125	25	—	120	125	89	125	89	60	42	44	26	90	18	32	71	28	5	42	6
	28	—		75	80	85	90												
250	—	30	140	165	121	165	121	80	58	60	38	105	18	32	90	28	5	42	6
	32	—													95				
500	—	35	170	225	160	225	160	110	82	85	56	130	24	40	110	36	6	56	10
	36	—													115				
1000	—	38	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	130	36	6	56	10
	40	—													135				
500	—	42	170	225	160	225	160	110	82	85	56	130	24	40	140	36	6	56	10
	45	—													145				
1000	—	42	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	150	36	6	56	10
	45	—													155				
1000	50	—	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	160	36	6	56	10
	—	55													165				
1000	56	—	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	170	36	6	56	10
	—	60													175				
1000	63	—	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	180	36	6	56	10
	—	65													185				
1000	—	70	220	286	216	286	216	140	105	107	72	160	24	40	190	36	6	56	10
	—	70													195				

Конструктивні розміри запобіжної муфти з гладким зрізним штифтом



T, Н·м	Габаритні та приєднувальні розміри, мм											
	d		D	L		l		D ₁	l ₁	l ₂	d ₂	B
	1-й ряд	2-й ряд		Виконання		1	2					
T ≤ 31,5	16	–	90	81	60	40	28	63	16	20	30	4
	18	–		104	76	50	36				32	
31,5 < T ≤ 63	20	–	100	125	89	60	42	90	18	32	36	5
	22	–									40	
63 < T ≤ 125	25	–	120	165	121	80	58	105	18	32	45	5
	28	–									50	
125 < T ≤ 250	–	30	140	225	160	110	82	130	18	32	56	5
	32	–									56	
	–	35									63	
	36	–									63	
	–	38									71	
	40	–									71	
250 < T ≤ 500	–	42	170	226	170	140	105	160	24	40	75	6
	45	–									80	
	–	42									71	
500 < T ≤ 1200	50	–	220	286	216	140	105	160	24	40	80	6
	–	55									90	
	56	–									100	
	–	60									100	
	63	–									110	
	–	65									110	
–	70	125										

Швелери сталеві за ДСТУ 3436-96 (ГОСТ 8240-97)



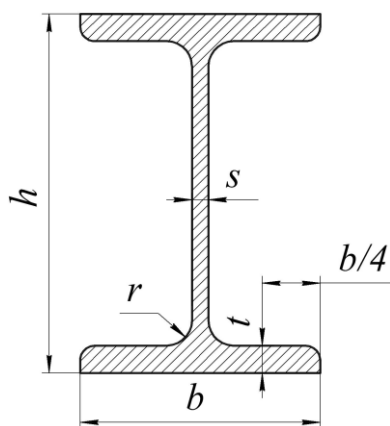
Номер профілю	h	b	s	t	R	r	Площа перерізу F , см ²	Маса 1 м, кг
	мм							
Серія Э								
5Э	50	32	4,2	7,0	6,5	2,5	6,10	4,79
6,5Э	65	36	4,2	7,2	6,5	2,5	7,41	5,82
8Э	80	40	4,2	7,4	7,5	2,5	8,82	6,92
10Э	100	46	4,2	7,6	9,0	3,0	10,79	8,47
12Э	120	52	4,5	7,8	9,5	3,0	13,09	10,24
14Э	140	58	4,6	8,1	10,0	3,0	15,41	12,15
16Э	160	64	4,7	8,4	11,0	3,5	17,85	14,01
18Э	180	70	4,8	8,7	11,5	3,5	20,40	16,01
20Э	200	76	4,9	9,0	12,0	4,0	23,02	18,07
22Э	220	82	5,1	9,5	13,0	4,0	26,36	20,69
24Э	240	90	5,3	10,0	13,0	4,0	30,19	23,69
27Э	270	95	5,8	10,5	13,0	4,5	34,87	27,37
30Э	300	100	6,3	11,0	13,0	5,0	39,94	31,35
33Э	330	105	6,9	11,7	13,0	5,0	46,15	36,14
36Э	360	110	7,4	12,6	14,0	6,0	52,90	41,53
40Э	400	115	7,9	13,5	15,5	6,0	61,11	47,97
Серія П								
5П	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	6,16	4,84
6,5П	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	7,51	5,90
8П	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	8,98	7,05
10П	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	10,90	8,59
12П	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	13,30	10,40
14П	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	15,60	12,30
16П	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	18,10	14,20
16aП	160	68	5,0	9,0	8,5	5,0	19,50	15,30
18П	180	70	5,1	8,7	9,0	5,0	20,70	16,30
18aП	180	74	5,1	9,3	9,0	5,0	22,20	17,40
20П	200	76	5,2	9,0	9,5	5,5	23,40	18,40
22П	220	82	5,4	9,5	10,0	6,0	26,70	21,00

Додаток 34 (продовження)

Номер профілю	h	b	s	t	R	r	Площа перерізу F , см ²	Маса 1 м, кг
	мм							
Серія Л								
12Л	120	30	3	4,8	7	0	5,026	199,0
14Л	140	32	3,2	5,6	7	0	6,214	160,9
16Л	160	35	3,4	5,3	8	0	7,115	140,5
18Л	180	40	3,6	5,6	8	0	8,503	117,6
20Л	200	45	3,8	6	9	0	10,12	98,81
22Л	220	50	4	6,4	10	0	11,87	84,27
24Л	240	55	4,2	6,8	10	0	13,67	73,14
27Л	270	60	4,5	7,3	11	0	16,31	61,33
30Л	300	65	4,8	7,8	11	0	19,08	52,40

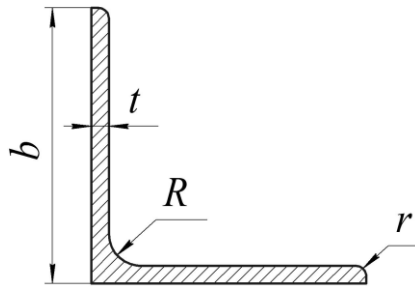
Додаток 35

Двутаври сталеві з паралельними гранями полок за ГОСТ 26020-83



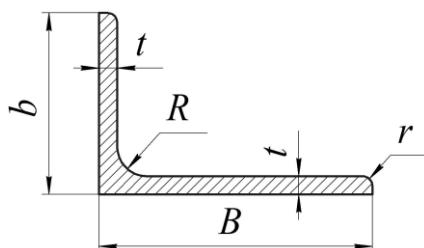
Номер профілю	h	b	s	t	r	Площа перерізу F , см ²	Маса 1 м, кг
	мм						
10Б1	100	55	4,1	5,7	7	10,32	8,1
12Б1	117,6	64	3,8	5,1	7	11,03	8,7
12Б2	120	64	4,4	6,3		13,21	10,4
14Б1	137,4	73	3,8	5,6	7	13,39	10,5
14Б2	140	73	4,7	6,9		16,43	12,9
16Б1	157	82	4,0	5,9	9	16,18	12,7
16Б2	160	82	5,0	7,4		20,09	15,8
18Б1	177	91	4,3	6,5	9	19,58	15,4
18Б2	180	91	5,3	8,0		23,95	18,8
20Б1	200	100	5,6	8,5	12	28,49	22,4
23Б1	230	110	5,6	9,0	12	32,91	25,8
26Б1	258	120	5,8	8,5	12	35,62	28,0
26Б2	261	120	6,0	10,0		39,70	31,2
30Б1	296	140	5,8	8,5	15	41,92	32,9
30Б2	299	140	6,0	10,0		46,67	36,6
35Б1	346	155	6,2	8,5	18	49,53	38,9
35Б2	349	155	6,5	10,0		55,17	43,3
40Б1	392	165	7,0	9,5	21	61,25	48,1

Кутники сталеві рівнополічні за ДСТУ 2251-93 (ГОСТ 8509-93)



Номер профілю	b	t	R	r	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг	Номер профілю	b	t	R	r	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,89	7,5	75	8	9,0	3,0	9,42	42,98
		4	3,5	1,2	1,46	1,15			9	9,0	3,0	10,67	48,16
2,5	25	3	3,5	1,2	1,43	1,12	8	80	5,5	9,0	3,0	8,63	6,78
		4	3,5	1,2	1,86	1,46			6	9,0	3,0	9,38	7,36
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,27			7	9,0	3,0	10,85	8,51
3	30	3	4,0	1,3	1,74	1,36			8	9,0	3,0	12,30	9,65
		4	4,0	1,3	2,27	1,78	9	90	6	10,0	3,3	10,61	8,33
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,46			7	10,0	3,3	12,28	9,64
3,5	35	3	4,5	1,5	2,04	1,60			8	10,0	3,3	13,93	10,93
		4	4,5	1,5	2,67	2,10	9	10,0	3,3	15,60	12,20		
		5	4,5	1,5	3,28	2,58	10	100	6,5	12,0	4,0	12,82	10,06
4	40	3	5,0	1,7	2,35	1,85			7	12,0	4,0	13,75	10,79
		4	5,0	1,7	3,08	2,42			8	12,0	4,0	15,60	12,25
		5	5,0	1,7	3,79	2,98			10	12,0	4,0	19,24	15,10
4,5	45	3	5,0	1,7	2,65	2,08	11	110	12	12,0	4,0	22,80	17,90
		4	5,0	1,7	3,48	2,73			14	12,0	4,0	26,28	20,63
		5	5,0	1,7	4,29	3,37			7	12,0	4,0	15,15	11,89
5	50	3	5,5	1,8	2,96	2,32			8	12,0	4,0	17,20	13,50
		4	5,5	1,8	3,89	3,05	12,5	125	8	14,0	4,6	19,69	15,46
		5	5,5	1,8	4,80	3,77			9	14,0	4,6	22,00	17,30
		6	5,5	1,8	5,69	4,47			10	14,0	4,6	24,33	19,10
5,6	56	4	6,0	2,0	4,38	3,44			12	14,0	4,6	28,89	22,68
		5	6,0	2,0	5,41	4,25	14	14,0	4,6	33,37	26,20		
		6,3	63	4	7,0	2,3	4,96	3,90	16	14,0	4,6	37,77	29,65
5	7,0			2,3	6,13	4,81	14	140	9	14,0	4,6	24,72	19,41
6	7,0			2,3	7,28	5,72			10	14,0	4,6	27,33	21,45
7	70	4,5	8,0	2,7	6,20	4,87			12	14,0	4,6	32,49	25,50
		5	8,0	2,7	6,86	5,38	16	160	10	16,0	5,3	31,43	24,67
		6	8,0	2,7	8,15	6,39			11	16,0	5,3	34,42	27,02
		7	8,0	2,7	9,42	7,39			12	16,0	5,3	37,39	29,35
		8	8,0	2,7	10,67	8,37			14	16,0	5,3	43,57	34,20
7,5	75	5	9,0	3,0	7,39	5,80			16	16,0	5,3	49,07	38,52
		6	9,0	3,0	8,78	6,89	18	16,0	5,3	54,79	43,01		
		7	9,0	3,0	10,15	7,96	20	16,0	5,3	60,40	47,41		

Кутники сталеві нерівнополичні за ГОСТ 8510-89



Номер профілю	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
	мм						
2,5/1,6	25	16	3			1,16	0,91
3/2*	30	20	3	3,5	1,2	1,43	1,27
			4			1,86	1,61
3,2/2	32	20	3			1,49	1,17
			4			1,94	1,52
4/2,5	40	25	3			1,89	1,48
			4			2,47	1,94
			5	4,0	1,3	3,03	2,37
4/3*	40	30	4			2,67	4,18
			5			3,28	5,04
4,5/2,8	45	28	3	5,0	1,7	2,14	1,68
			4			2,80	2,20
5/3,2	50	32	3	5,5	1,8	2,42	1,9
			4			3,17	2,4
5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0	3,58	2,81
			5			4,41	3,46
6,3/4,0	63	40	4	7,0	2,3	4,04	3,17
			5			4,98	3,91
			6			5,90	4,63
			8			7,68	6,03
6,5/5*	65	50	5	6,0	2,0	5,56	23,41
			6			6,60	27,46
			7			7,62	31,32
			8			8,62	35,00
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	5,59	4,39
7,5/5	75	60	5	8,0	2,7	6,11	4,79
			6			7,25	5,69
			7*			8,37	6,57
			8			9,47	7,43
8/5	80	50	5			6,36	4,49
			6			7,55	5,92
8/6*	80	60	6	8,0	2,7	8,15	52,06
			7			9,42	59,61
			8			10,67	66,88
9/5,6	90	56	5,5	9,0	3,0	7,86	6,17
			6			8,54	6,70
			8			11,18	8,77

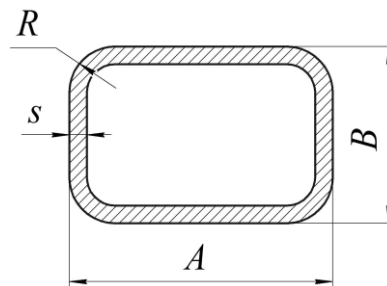
Додаток 37 (продовження)

Номер профілю	B	b	t	R	r	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг
10/6,3	100	63	6			9,58	7,53
			7			11,09	8,70
			8			12,57	9,87
			10			15,47	12,14
10/6,5*	100	65	7	10,0	3,3	11,23	114,05
			8			12,73	128,31
			10			15,67	155,52
11/7	110	70	6,5			11,45	8,98
			8			13,93	10,93
12,5/8	125	60	7	11,0	3,7	14,06	11,04
			8			15,98	12,53
			10			19,70	15,47
			12			23,36	18,34
14/9	140	90	8	12,0	4,0	18,00	4,13
			10			22,24	17,46
16/10	160	100	9	13,0	4,3	22,87	17,96
			10			25,28	19,85
			12			30,04	23,58
			14			34,72	27,26

* – кутники виготовляються на прохання замовника.

Додаток 38

Труби сталеві прямокутні за ГОСТ 8645-82



Для всіх розмірів
труби $R = 1,5 \cdot s$

A	B	s	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг	A	B	s	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг
мм					мм				
15	10	1	0,443	0,348	25	10	1,5	0,921	0,723
		1,5	0,621	0,488			2	0,17	0,919
		2	0,771	0,605			2,5	1,39	1,09
20	10	1	0,543	0,426	30	15	0,8	0,603	0,474
		1,2	0,638	0,501			0,9	0,674	0,529
		1,5	0,771	0,605			1	0,743	0,583
	2	0,971	0,762	1,2		0,878	0,689		
	15	1	0,643	0,505		1,5	1,07	0,841	
		1,2	0,758	0,595		2	1,37	1,08	
1,5		0,921	0,723	2,5	1,64	1,29			
25	10	2	1,17	0,919	30	10	1	0,743	0,583
		2,5	1,39	1,09			1,5	1,07	0,841
		1	0,643	0,505			2	1,37	1,08

Додаток 38 (продовження)

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм					мм				
30	10	2,5	1,64	1,29	35	30	1,5	1,82	1,43
		3	1,88	1,48			2,0	2,37	1,86
	15	0,8	0,683	0,536	40	15	2	1,97	1,55
		0,9	0,764	0,600			2,5	2,39	1,88
		1	0,843	0,661			3	2,78	2,19
		1,2	0,998	0,783			3,5	3,15	2,47
		1,5	1,22	0,959			4	3,48	2,73
		2	1,57	1,23		20	0,8	0,923	0,725
		2,5	1,89	1,48			0,9	1,03	0,811
		3	2,18	1,71			1,0	1,14	0,897
	20	0,8	0,763	0,599			1,2	1,36	1,07
		0,9	0,854	0,670			1,5	1,67	1,31
		1	0,943	0,740			2	2,17	1,70
		1,2	1,12	0,877			2,5	2,64	2,07
		1,5	1,37	1,08			3	3,08	2,42
		2	1,77	1,39			3,5	3,50	2,75
		2,5	2,14	1,68			4	3,88	3,05
		3	2,48	1,95		25	1,5	1,82	1,43
35	15	0,8	0,763	0,599			2	2,37	1,86
		0,9	0,854	0,670			2,5	2,89	2,27
		1,0	0,943	0,740			3	3,38	2,66
		1,2	1,12	0,877			3,5	3,85	3,02
		1,5	1,37	1,08			4	4,28	3,36
		2	1,77	1,39		30	1,5	1,97	1,55
		2,5	2,14	1,68			2	2,57	2,02
		3	2,48	1,95			2,5	3,14	2,47
		3,5	2,80	2,20			3	3,68	2,89
	20	0,8	0,843	0,662			3,5	4,20	3,30
		0,9	0,944	0,741			4	4,68	3,68
		1,0	1,04	0,819	(42)	20	2	2,25	1,77
		1,2	1,24	0,972			2,5	2,74	2,15
		1,5	1,52	1,19			3	3,20	2,52
		2	1,97	1,55			3,5	3,64	2,86
		2,5	2,39	1,88			4	4,04	3,17
		3	2,78	2,19		30	2	2,65	2,08
		3,5	3,15	2,47			2,5	3,24	2,54
	25	1,5	1,67	1,31			3	3,80	2,99
		2	2,17	1,70			3,5	4,34	3,41
		2,5	2,64	2,07			4	4,84	3,80
		3	3,08	2,42	45	20	2	2,37	1,86
		3,5	3,50	2,75			2,5	2,89	2,27
	30	0,8	1,00	0,788			3	3,38	2,66
		0,9	1,12	0,882			3,5	3,85	3,02
		1,0	1,24	0,976			4	4,28	3,36
		1,2	1,48	1,16		30	2	2,77	2,17

Додаток 38 (продовження)

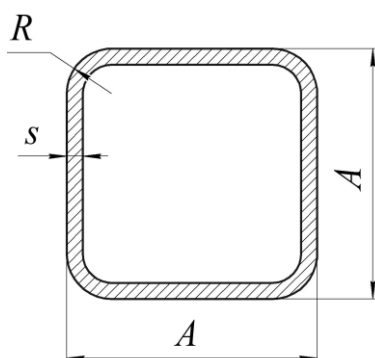
<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм					мм				
45	30	2,5	3,39	2,66	60	40	3,5	6,30	4,94
		3	3,98	3,13			4	7,08	5,56
		3,5	4,55	3,57			5	8,57	6,73
		4	5,08	3,99	70	30	3	5,48	4,30
50	25	1,5	2,12	1,67			3,5	6,30	4,94
		2	2,77	2,17			4	7,08	5,56
		2,5	3,39	2,66			5	8,57	6,73
		3	3,98	3,13			6	9,94	7,80
		3,5	4,55	3,57		40	3	6,08	4,78
		4	5,08	3,99			3,5	7,00	5,49
	30	1,5	2,27	1,78			4	7,88	6,19
		2	2,97	2,32			5	9,57	7,51
		2,5	3,64	2,86			6	11,14	8,75
		3	4,28	3,36		50	3	6,68	5,25
		3,5	4,90	3,85			3,5	7,70	6,04
		4	5,48	4,30			4	8,68	6,82
	35	1,5	2,42	1,90			5	10,57	8,30
		2	3,17	2,49			6	12,34	9,69
		2,2	3,46	2,72	80	40	2,0	4,57	3,59
		2,5	3,89	3,09			3	6,68	5,25
		3	4,58	3,60			3,5	7,70	6,04
		3,5	5,25	4,12			4	8,68	6,82
		4	5,88	4,62			5	10,57	8,30
	40	2	3,37	2,65			6	12,34	9,69
		2,5	4,14	3,25			7	14,00	10,99
		3	4,88	3,83		50	3	7,28	5,72
		3,5	5,60	4,39			3,5	8,40	6,59
		4	6,28	4,93			4	9,48	7,44
60	20	2,0	2,97	2,33		60	3,5	9,10	7,14
	25	2,5	3,89	3,05			4	10,28	8,07
		3	4,58	3,60			5	12,57	9,87
		3,5	5,25	4,12			6	14,74	11,57
		4	5,88	4,62			7	16,80	13,19
		5	7,07	5,55	90	40	3,5	8,40	6,59
	30	1,5	2,57	2,02			4	9,48	7,44
		2,0	3,37	2,65			5	11,57	9,08
		2,5	4,14	3,25			6	13,54	10,63
		3	4,88	3,83			7	15,40	12,09
		3,5	5,60	4,39		60	4	11,08	8,70
		4	6,28	4,93			5	13,57	10,65
		5	7,57	5,94			6	15,94	12,51
	40	1,5	2,87	2,25			7	18,20	14,29
		2,0	3,77	2,96	100	40	4	10,28	8,07
		2,5	4,64	3,64			5	12,57	9,87
		3	5,48	4,30			6	14,74	11,57

Додаток 38 (продовження)

<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг	<i>A</i>	<i>B</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм					мм				
100	40	7	16,80	13,19	100	60	3,5	10,50	8,24
	50	4	11,08	8,70			4,0	11,88	9,33
		5	13,57	10,65		70	4	12,68	9,96
		6	15,94	12,51			5	15,57	12,22
		7	18,20	14,29			6	18,34	14,40
	60	3,0	9,09	7,13			7	21,00	16,48

Додаток 39

Труби сталеві квадратні за ГОСТ 8639-82



Для всіх розмірів
труби $R = 1,5 \cdot s$

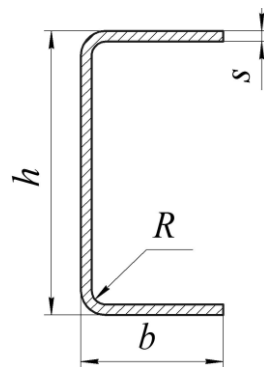
<i>A</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг	<i>A</i>	<i>s</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм				мм			
10	1,0	0,343	0,269	35	4,0	4,68	3,67
15	1,0	0,543	0,426		5,0	5,57	4,37
	1,5	0,771	0,605	40	2,0	2,97	2,33
20	1,0	0,743	0,583		2,5	3,64	2,85
	1,5	1,071	0,841		3,0	4,28	3,36
	2,0	1,37	1,075		3,5	4,90	3,85
25	1,0	0,943	0,740		4,0	5,48	4,30
	1,5	1,37	1,07		5,0	6,57	5,16
	2,0	1,77	1,39		6,0	7,54	5,92
	2,5	2,14	1,68	42	3,0	4,52	3,55
	3,0	2,48	1,95		3,5	5,18	4,07
30	2,0	2,17	1,70		4,0	5,80	4,56
	2,5	2,64	2,07		5,0	6,97	5,47
	3,0	3,08	2,42		6,0	8,02	6,30
	3,5	3,50	2,75	45	3,0	4,88	3,83
	4,0	3,88	3,04		3,5	5,60	4,40
35	2,0	2,57	2,02		4,0	6,28	4,93
	2,5	3,14	2,46		5,0	7,57	5,94
	3,0	3,68	2,89		6,0	8,74	6,86
	3,5	4,20	3,30		7,0	9,80	7,69

Додаток 39 (продовження)

A	s	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг	A	s	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг
45	8,0	10,74	8,43	70	6,0	14,74	11,57
50	3,0	5,48	4,31	80	7,0	16,80	13,19
	3,5	6,30	4,94		8,0	18,74	14,71
	4,0	7,08	5,56		4,0	11,88	9,33
	5,0	8,57	6,73		5,0	14,57	11,44
	6,0	9,94	7,80		6,0	17,14	13,46
60	7,0	11,20	8,79	90	7,0	19,60	15,38
	8,0	12,34	9,69		8,0	21,94	17,22
	3,5	7,70	6,04		5,0	16,57	13,00
	4,0	8,68	6,82		6,0	19,54	15,34
	5,0	10,57	8,30		7,0	22,40	17,58
70	6,0	12,34	9,69	100	8,0	25,14	19,73
	7,0	14,00	11,00		6,0	21,94	17,22
	8,0	15,54	12,20		7,0	25,20	19,78
	4,0	10,28	8,07		8,0	28,34	22,25
	5,0	12,57	9,87		9,0	31,37	24,62

Додаток 40

Швелер гнучий за ГОСТ 8278-83



h	b	s	R	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг	h	b	s	R	Площа перерізу F, см ²	Маса 1 м, кг
25	26	2	3	1,39	1,09	40	30	2,5	3	2,28	1,79
	30	2	3	1,55	1,22		40	2	3	2,25	1,77
28	27	2,5	4	1,81	1,42			2,5	3	2,78	2,18
30	25	3	5	2,05	1,61			3	5	3,25	2,55
	30	2	3	1,65	1,30	42	42	4	6	4,45	3,49
32	25	3	5	2,11	1,66	43	45	2	3	2,51	1,97
	32	2	3	1,77	1,39	45	25	3	5	2,50	1,96
38	95	2,5	3	5,48	4,30		31	2	3	1,99	1,56
40	20	2	3	1,45	1,14	48	70	5	7	8,49	6,67
	20	3	5	2,05	1,61	50	30	2	3	2,05	1,61
	30	2	3	1,85	1,45			2,5	3	2,53	1,99

Додаток 40 (продовження)

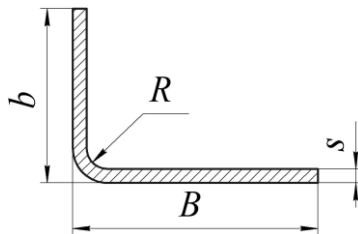
<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>R</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>R</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм						мм					
50	32	2,5	3	2,63	2,07	90	50	3,5	5	6,20	4,87
	40	2	3	2,45	1,92		54	5	7	8,99	7,06
		2,5	3	3,03	2,38		100	2,5	4	7,01	5,50
		3	4	3,58	2,81	100	40	2,5	3	4,28	3,36
		4	6	4,61	3,62			3	5	5,05	3,97
	47	6	9	7,30	5,73		50	3	4	5,68	4,47
	50	2,5	3	3,53	2,77			4	6	7,40	5,81
		3	4	4,18	3,28			5	7	9,09	7,14
		4	6	5,40	4,24			6	9	10,66	8,37
60	26	2,5	4	2,56	2,01		60	3	4	6,28	4,93
	30	2,5	3	2,78	2,19			4	6	8,20	6,44
		3	5	3,25	2,55		80	3	4	7,48	5,87
	32	2,5	3	2,89	2,26			4	6	9,80	7,70
		3	4	3,40	2,67			5	7	12,09	9,49
		4	6	4,37	3,43		100	3	5	8,65	6,79
	40	2	3	2,65	2,08			6	9	16,66	13,08
		3	4	3,88	3,04		160	4	6	16,20	12,72
	50	3	5	4,45	3,50	104	20	2	3	2,73	1,14
	60	3	4	5,08	3,99	106	50	4	6	7,64	6,00
		4	6	6,60	5,18	108	70	6	9	13,54	10,63
	80	3	5	6,25	4,91	110	26	2,5	3	3,83	3,01
	90	5	7	11,09	8,71		50	4	6	7,80	6,13
63	21	2,2	3	2,14	1,68			5	7	9,59	7,53
65	75	4	6	8,00	6,28		100	4	6	11,81	9,27
68	27	1	2	1,18	0,93	120	25	4	6	6,20	4,87
70	30	2	3	2,45	1,92		50	3	5	6,25	4,91
	40	3	5	4,15	3,26			4	6	8,20	6,44
	50	3	5	4,75	3,73			6	9	11,86	9,31
		4	6	6,21	4,87		60	4	6	9,00	7,07
	60	4	6	7,00	5,50			5	7	11,09	8,71
78	46	6	9	8,86	6,96			6	9	13,06	10,25
80	25	4	6	4,61	3,61		70	5	7	12,09	9,49
	32	4	6	5,16	4,05		80	4	6	10,60	8,32
	35	4	6	5,41	4,24			5	7	13,09	10,28
	40	2,5	3	3,78	2,97	140	40	2,5	3	5,28	4,15
		3	4	4,48	3,51			3	5	6,25	4,91
	50	4	6	6,60	5,18		60	3	5	7,45	5,85
	60	3	4	5,68	4,46			5	7	12,09	9,49
		4	6	7,40	5,81			6	9	14,26	11,20
		6	9	10,66	8,37		70	5	7	13,09	10,28
	80	3	4	6,88	5,40		80	4	6	11,40	8,95
		4	6	9,0	7,07			5	7	14,09	11,06
	85	4	6	9,41	7,38	145	65	3	5	7,90	6,20
	100	6	9	15,46	12,14	148	25	4	6	7,32	5,75

Додаток 40 (продовження)

h	b	s	R	Площа перерізу F , см^2	Маса 1 м, кг	h	b	s	R	Площа перерізу F , см^2	Маса 1 м, кг
мм						мм					
160	40	2	3	4,65	3,66	160	100	3	5	10,45	8,28
		3	5	6,85	5,38			6	9	20,26	15,91
		5	7	11,09	8,71		120	5	7	19,09	14,99
	50	2,5	4	6,26	4,92			6	9	22,66	17,79
		4	6	9,81	7,70		160	6	9	27,46	21,56
		5	7	12,09	9,49	170	60	4	6	11,00	8,64
		6	9	14,26	11,20		70	5	7	14,59	11,45
	60	2,5	4	6,76	5,31			6	9	17,26	13,55
		3	5	8,05	6,32	180	40	3	5	7,45	5,85
		4	6	10,60	8,32			4	6	9,81	7,70
		5	7	13,09	10,28		50	4	6	10,60	8,32
		6	9	15,46	12,14		70	6	9	17,85	14,02
	70	4	6	11,40	8,95		80	4	6	13,0	10,21
	80	2,5	3	7,78	6,11			5	7	16,09	12,68
		3	5	9,25	7,26			6	9	19,08	14,96
		4	6	12,20	9,58		100	5	7	18,09	14,20
		5	7	15,09	11,85			6	9	21,46	16,84
		6	9	17,86	14,02		130	8	12	32,82	25,76

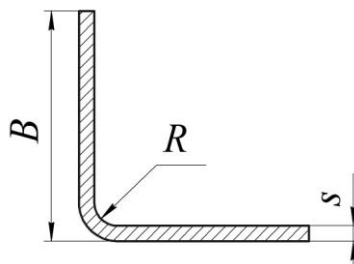
Додаток 41

Кутники сталеві гнуті нерівнополічні за ДСТУ 2255-93 (ГОСТ 19771-93)



B	b	s	R	Площа перерізу F , см^2	Маса 1 м, кг
мм					
32	25	2,0	3	1,06	0,84
		2,5	3	1,32	1,03
50	35	3,2	5	2,53	1,98
60	40	3,0	4	2,84	2,23
70	50	4,0	6	4,50	3,53
80	63	4,0	6	5,42	4,26
85	35	4,0	6	4,50	3,53
90	70	4,0	6	6,10	4,79
100	65	4,0	6	6,30	4,95
105	100	3,0	4	5,98	4,69
115	65	5,0	7	8,45	6,71
120	100	8,0	12	16,41	7,89
180	140	6,0	9	18,53	14,55

Кутники сталеві гнуті рівнополічні за ДСТУ 2254-93 (ГОСТ 19771-93)






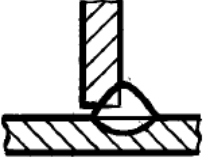
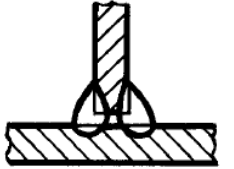

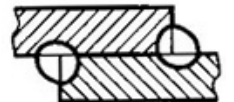


<i>b</i>	<i>s</i>	<i>R</i>	Площа перерізу <i>F</i> , см ²	Маса 1 м, кг
мм				
36	3	4	2,00	1,57
40	2,5	3	1,89	1,48
	3	4	2,24	1,76
50	3	4	2,84	2,23
	4	6	3,70	2,90
60	3	4	3,44	2,70
	4	6	4,50	3,53
70	4	6	5,30	4,16
80	3	4	4,64	3,64
	4	6	6,10	4,79
	5	7	7,55	5,92
	6	9	18,93	7,01
	7	9	10,33	8,11
100	4	6	7,70	6,05
	5	7	9,55	7,49
	6	9	11,33	8,89
	7	9	13,13	10,31
120	5	7	11,55	9,06
	6	9	13,78	10,78
160	4	10	12,36	9,67
	5	10	15,47	12,1

Характеристики і позначення зварних швів

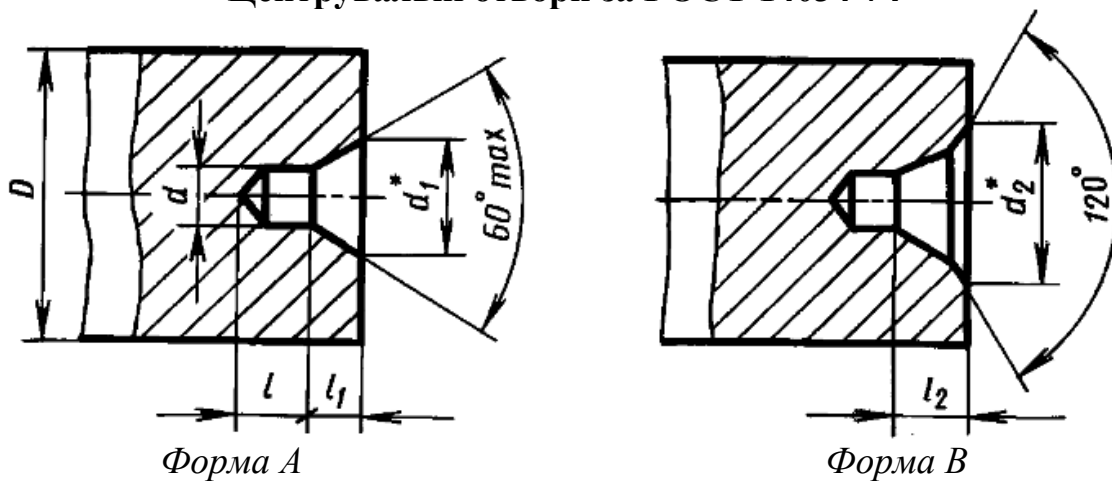
Тип з'єднання	Поперечний переріз з'єднання	Позначення шва	Товщина зварюваних деталей, мм	
			ГОСТ 14771-76	ГОСТ 5264-80
Стиковий односторонній		C2	0,5...6	1...4
Стиковий двосторонній		C7	3...12	2...5
Стиковий односторонній зі скосом однієї кромки		C8	3...60	3...60

Додаток 43 (продовження)

Тип з'єднання	Поперечний переріз з'єднання	Позначення шва	Товщина зварюваних деталей, мм	
			ГОСТ 14771-76	ГОСТ 5264-80
Стиковий двосторонній зі скосом однієї кромки		C12	3...60	3...60
Стиковий односторонній зі скосом двох кромки		C17	3...60	3...60
Стиковий двосторонній зі скосом двох кромки		C21	3...60	3...60
Кутовий односторонній		У4	0,8...30	1...30
Кутовий двосторонній		У5	0,8...30	2...30
Тавровий односторонній		T1	0,8...40	2...40
Тавровий двосторонній		T3	0,8...40	2...40
Напускний односторонній		H1	0,8...60	2...60
Напускний двосторонній		H2	0,8...60	2...60

Додаток 44

Центрувальні отвори за ГОСТ 14034-74



Додаток 44 (продовження)

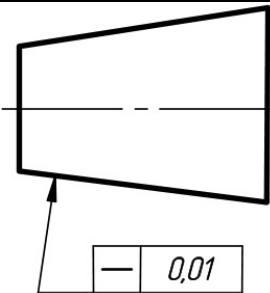

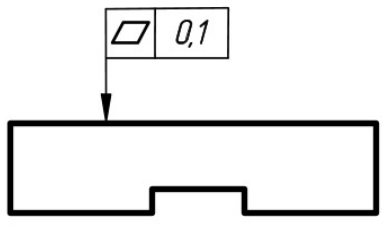

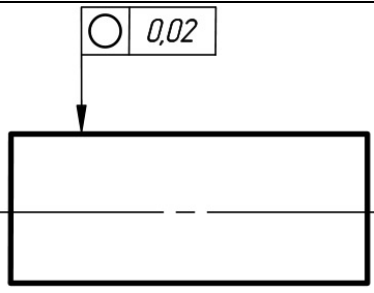

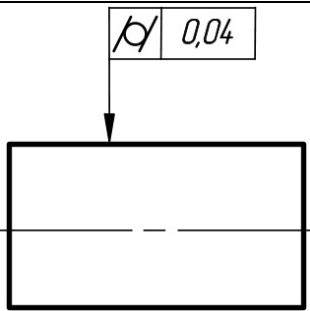
Розміри центрувальних отворів, мм						
D	d	d_1	d_2	l , не менше	l_1	l_2
10	2,0	4,25	6,30	2,5	1,95	2,54
14	2,5	5,30	8,00	3,1	2,42	3,20
20	3,15	6,70	10,00	3,9	3,07	4,03
30	4	8,50	12,50	5,0	3,90	5,06
40	(5)	10,60	16,00	6,3	4,85	6,41
60	6,3	13,20	18,00	8,0	5,98	7,36
80	(8)	17,00	22,40	10,1	7,79	9,35
100	10	21,20	28,00	12,8	9,70	11,66
120	12	25,40	33,00	14,6	11,60	13,80

* Розміри для довідок.


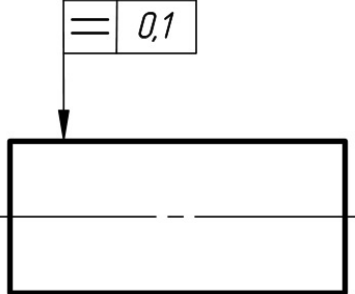

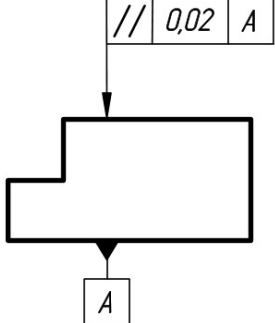

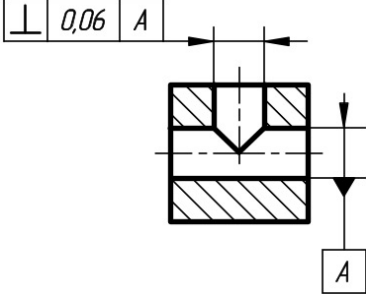

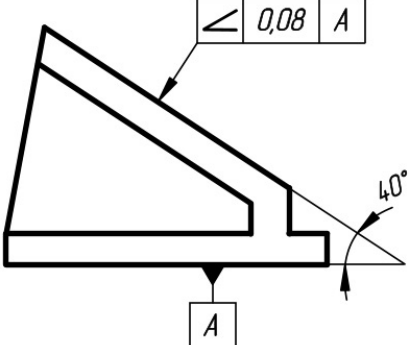

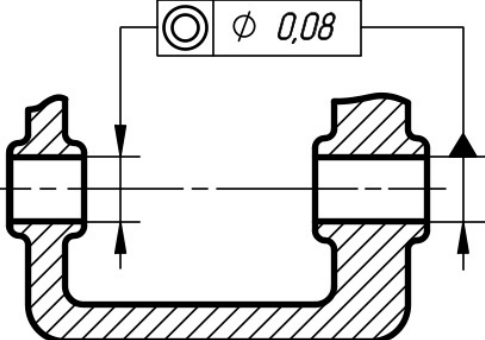
Центрувальні отвори наведені в дужках – використовувати не рекомендується.


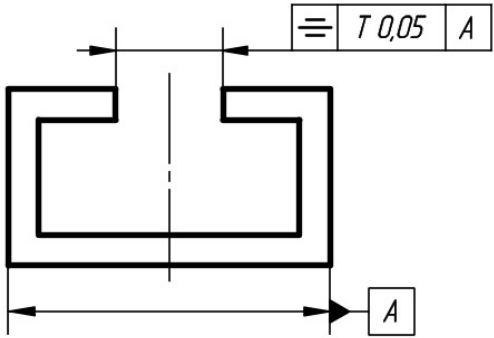

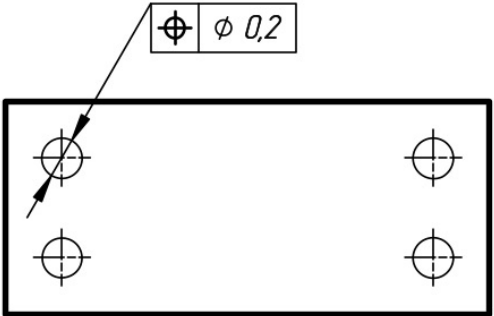

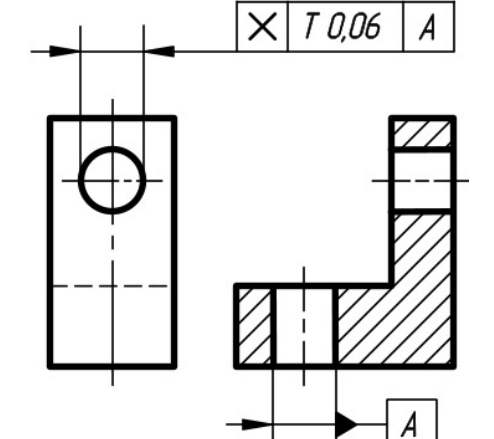

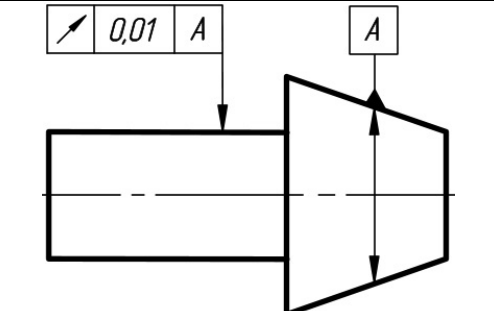

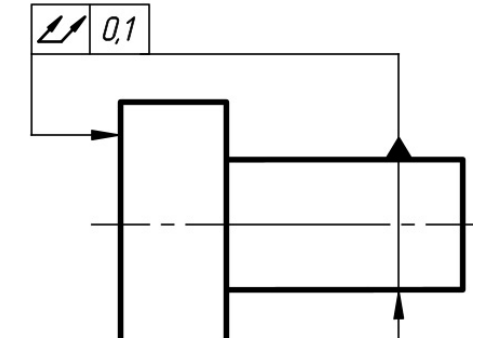
Додаток 45

Допуски форми та розташування за ГОСТ 2.308-2011

Знак	Вид допуску і опис	Застосування
—	Допуск прямолінійності Вказується на деталях або поверхнях, до яких висувають жорсткі вимоги щодо їх відхилення від прямолінійності.	
	Допуск площинності Вказується на плоских поверхнях, до яких висувають жорсткі вимоги щодо нерівностей на цій поверхні.	
	Допуск круглості Вказується на обертових деталях круглої або конічної форми до яких висуваються підвищені вимоги, щодо відхилення їх поверхні від кола.	
	Допуск циліндричності Вказується на циліндричних обертових деталях до яких висуваються підвищені вимоги, щодо відхилення їх поверхні від циліндричної форми.	

Додаток 45 (продовження)

Знак	Вид допуску і опис	Застосування
	<p>Допуск профілю поздовжнього перерізу Вказує на підвищені вимоги, щодо відхилення профілю реального поздовжнього перерізу від заданого на кресленні.</p>	
	<p>Допуск паралельності Вказує на підвищені вимоги, щодо відхилення від паралельності для двох або більше площин, ребер, осей в деталі. Також допуск може встановлюватися для кількох окремих деталей в складальній одиниці.</p>	
	<p>Допуск перпендикулярності Вказує на підвищені вимоги, щодо відхилення від перпендикулярності для площин, ребер, осей в деталі. Також допуск може встановлюватися для кількох окремих деталей в складальній одиниці.</p>	
	<p>Допуск нахилу Вказує на підвищені вимоги, щодо відхилення від заданого кута нахилу між площинами чи ребрами в деталі. Також допуск може встановлюватися для кількох окремих деталей в складальній одиниці.</p>	
	<p>Допуск співвісності або концентричності Вказує на жорсткі умови щодо співпадіння осей двох чи більше отворів. Також допуск може встановлюватися для отворів різних деталей в складальній одиниці.</p>	

Знак	Вид допуску і опис	Застосування
	<p>Допуск симетричності Вказує на жорсткі вимоги щодо співпадіння симетричних контурів чи площин однієї деталі при її виготовленні.</p>	
	<p>Позиційний допуск Встановлює жорсткі вимоги, щодо розташування кріпильних або центрувальних отворів. Також застосовується для складальних одиниць з деталями, що потребують чіткого співпадання отворів.</p>	
	<p>Допуск перетину осей Вказує на осі, що повинні перетинатися між собою. Встановлює жорсткі вимоги, щодо найбільшого відхилення між розташуванням цих осей.</p>	
	<p>Допуск биття Є сумарним допуском і встановлює жорсткі вимоги, щодо неточності виготовлення поверхні обертової деталі. Відрізняють радіальне та торцеве биття</p>	
	<p>Допуск повного биття Є сумарним допуском і встановлює жорсткі вимоги, щодо осевих та торцевих відхилень обертової деталі. Цей допуск є сумарним результатом відхилень від циліндричності та співвісності</p>	

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ І РЕКОМЕНДОВАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х томах. Том 1. / В. И. Анурьев. Под редакцией И. Н. Жестковой. М. : Издательство «Машиностроение», 2001. – 920 с.
2. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х томах. Том 2. / В. И. Анурьев. Под редакцией И. Н. Жестковой. М. : Издательство «Машиностроение», 2001. – 912 с.
3. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3-х томах. Том 3. / В. И. Анурьев. Под редакцией И. Н. Жестковой. М. : Издательство «Машиностроение», 2001. – 864 с.
4. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет : атлас / М. И. Анфимов. М. : Машиностроение, 1993. – 464 с.
5. Баласанян Р. А. Атлас деталей машин : навч. посібник для ВТНЗ / Р. А. Баласанян. – Харків : Основа, 1996. – 256 с.
6. Гарнець В. М. Матеріалознавство : підручник / В. М. Гарнець – К. : Кондор, 2009. – 386.
7. ГОСТ 2.104-2006. Единая система конструкторской документации. Основные надписи. [Действует от 2006-08-31]. Изд. офиц. М. : Стандартинформ, 2007. 14 с.
8. ГОСТ 2.106-96. Единая система конструкторской документации. Текстовые документы. [Действует от 1997-06-30]. Изд. офиц. Минск : МГС, 2007. 30 с.
9. ГОСТ 2.307-2011. Единая система конструкторской документации. Нанесение размеров и предельных отклонений. [Действует от 2012-01-01]. Изд. офиц. М. : Стандартинформ, 2012. 31 с.
10. ГОСТ 12202-66. Приспособления станочные. Пробки резьбовые. Конструкция. [Действует от 1967-06-30]. Изд. офиц. М. : Стандартинформ, 1990. 5 с.
11. ГОСТ 2.302-68. Единая система конструкторской документации. Масштабы. [Действует от 1971-01-01]. Изд. офиц. М. : Стандартинформ, 2007. 4 с.
12. ГОСТ 1139-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски. [Действует от 1982-01-01]. Изд. офиц. М. : ИПК издательство стандартов, 2003. 10 с.
13. ГОСТ 1284.2-89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Технические условия. [Действует от 1991-01-01]. Изд. офиц. М. : ИПК издательство стандартов, 2004. 17 с.
14. ГОСТ 2185-66. Передачи зубчатые цилиндрические. Основные параметры. [Действует от 1968-01-01]. Изд. офиц. М. : ИС, 1993. 4 с.
15. ГОСТ 5264-80. Ручная дуговая сварка. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. [Действует от 1981-06-30]. Изд. офиц. М. : Стандартинформ, 2010. 34 с.
16. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. [Действует от 1962-06-30]. Изд. офиц. М. : ИС, 1994. 4 с.
17. ГОСТ 10748-79. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с призматическими высокими шпонками. Размеры шпонок и сечений

пазов. Допуски и посадки. [Действует от 1981-01-01]. Изд. офиц. М. : ИПК издательство стандартов, 2008. 7 с.

18. ГОСТ 14034-74. Отверстия центровые. Размеры. [Действует от 1975-06-30]. Изд. офиц. М. : Стандартиформ, 2006. 7 с.

19. ГОСТ 14771-76. Дуговая сварка в защитном газе. Соединения сварные. Основные типы, конструктивные элементы и размеры. [Действует от 1977-06-30]. Изд. офиц. М. : Стандартиформ, 2006. 38 с.

20. ГОСТ 19326-73. Передатки зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии. [Действует от 1975-01-01]. Изд. офиц. М. ГКС Сов. Мин. СССР, 1974. 76 с.

21. ГОСТ 19672-74. Передатки червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. [Действует от 1976-01-01]. Изд. офиц. М. : ГК СССР по стандартам, 1983. 5 с.

22. ГОСТ 20889-88. Шкивы для приводных клиновых ремней нормальных сечений. Общие технические условия. [Действует от 1989-01-01]. Изд. офиц. М. : ГК СССР по стандартам, 1988. 16 с.

23. ГОСТ 21424-93. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Параметры и размеры. [Действует от 1996-07-01]. Изд. офиц. Минск : МГС, 2002. 11 с.

24. ГОСТ 23831-79. Ремни плоские приводные резинотканевые. [Действует от 1980-06-30]. Изд. офиц. М. : Стандартиформ, 2005. 14 с.

25. ГОСТ 24068-80. Основные нормы взаимозаменяемости. Соединения шпоночные с клиновыми шпонками. Размеры шпонок и сечений пазов. Допуски и посадки. [Действует от 1981-01-01]. Изд. офиц. М. : ГК СССР по стандартам, 1987. 13 с.

26. ГОСТ 25301-95. Редукторы цилиндрические. Параметры. [Действует от 2000-06-30]. Изд. офиц. Минск : МГС, 2006. 6 с.

27. ГОСТ 25346-2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Основные положения, допуски, отклонения и посадки. [Действует от 2015-07-01]. Изд. офиц. М. : Стандартиформ, 2014. 38 с.

28. ГОСТ 25347-2013. Основные нормы взаимозаменяемости. Характеристики изделий геометрические. Система допусков на линейные размеры. Ряды допусков, предельные отклонения отверстий и валов. [Действует от 2015-07-01]. Изд. офиц. М. : Стандартиформ, 2015. 60 с.

29. Гузенков П. Г. Детали машин : учебник для ВТУЗов / П. Г. Гузенков. – М. : Высш. шк., 1986. – 360 с.

30. Гурин В. В. Детали машин. Курсовое проектирование : учебник / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. Томск : Издательство Томского политехнического университета. Кн. 1, 2009. – 378 с.

31. Гурин В. В. Детали машин. Курсовое проектирование : учебник / В. В. Гурин, В. М. Замятин, А. М. Попов. Томск : Издательство Томского политехнического университета. Кн. 2, 2009. – 296 с.

32. Детали машин. Атлас конструкций : учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей ВУЗов. В 2-х ч. Ч. 1. / Б. А. Байков, В. Н. Бога-

чев, А. В. Буланже и др. ; Под. общ. ред д-ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова. – 5-е изд. перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1992. – 352 с.

33. Детали машин. Атлас конструкций : учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. В 2-х ч. Ч. 2. / Б. А. Байков, В. Н. Богачев, А. В. Буланже и др. ; Под. общ. ред д-ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова. – 5-е изд. перераб. и доп. М. : Машиностроение, 1992. – 296 с.

34. Деталі машин : підручник / [Міняйло А. В., Тіщенко Л. М., Мазоренко Д. І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с.

35. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. М. : КолосС, 2005. – 462 с.

36. Детали машин : справочник / [Гинзбург Е. Г., Голованов Н. Ф., Фирун Н. Б., Халебский Н. Т.]. – Л. : Машиностроение. Ленинградское отделение, 1980. – 416 с.

37. ДСТУ ГОСТ 13568-2006. Ланцюги приводні роликові та втулкові. Загальні технічні умови. [Діє від 2007-10-01]. Вид. офіц. К. : Держспоживстандарт України, 2007. 29 с.

38. Дунаев П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. ВУЗов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Изд. центр «Академия», 2004. – 496 с.

39. Жуков К. П. Атлас конструкций механизмов, узлов и деталей машин : часть 1. / К. П. Жуков, Ю. Е. Гуревич. – М. : МГТУ «СТАНКИН», 2000. – 144 с.

40. Жуков К. П. Атлас конструкций механизмов, узлов и деталей машин : часть 2. / К. П. Жуков, Ю. Е. Гуревич. – М. : МГТУ «СТАНКИН», 2000. – 256 с.

41. Заблонський К. І. Деталі машин : підручник для студентів машинобудівних спеціальностей ВТНЗ / К. І. Заблонський. – Одеса : Астропринт, 1999. – 404 с.

42. Иванов М. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей ВУЗов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с.

43. Киркач Н. Ф. Расчет и проектирование деталей машин : учебное пособие для технических ВУЗов / Н. Ф. Киркач, Р. А. Баласанян. – 3-е изд., перераб. и доп. – Харьков : Основа, 1991. – 276 с.

44. Коновалюк Д. М. Деталі машин : підручник / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. – К. : Кондор, 2004. – 584 с.

45. Кудрявцев В. Н. Курсовое проектирование деталей машин / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1984. – 400 с.

46. Кудрявцев Е. М. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем / Е. М. Кудрявцев. М. : ДМК Пресс, 2008. – 400 с.

47. Кузьмин А. В. Расчеты деталей машин : справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. Минск : Выш. шк., 1986. – 400 с.

48. Курмаз Л. В. Детали машин . Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. Минск : УП «Технопринт», 2001. – 290 с.

49. Курмаз Л. В. Конструирование узлов и деталей машин : справочное учеб.-метод. пособие / Л. В. Курмаз, О. Л. Курмаз. М. : Высш. школа, 2007. – 455 с.

50. Лахтин Ю. М. Материаловедение / Ю. М. Лахтин, В. П. Леонтьева. М. : Машиностроение. 1990. – 528 с.

51. Малащенко В. О. Деталі машин. Курсове проектування : навч. посібник для студентів ВНЗ / В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів : «Новий Світ-2000», 2004. – 232 с.
52. Малащенко В. О. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунку / В. О. Малащенко, В. Т. Павлице – Львів : «Новий Світ-2000», 2011. – 214 с.
53. Мархель, І. І. Деталі машин : навч. посіб. / І. І. Мархель. – К. : Алерта, 2005. – 368 с.
54. Михайленко В. Є. Інженерна та комп'ютерна графіка : підручник / За ред. В. Є. Михайленка. – К. : Каравела, 2010. – 360 с.
55. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие : в 3-х книгах. Кн. 1. / П. И. Орлов. Под редакцией П. Н. Учаева. М. : "Машиностроение", 1988. – 560 с.
56. Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие : в 3-х книгах. Кн. 2. / П. И. Орлов. Под редакцией П. Н. Учаева. М. : "Машиностроение", 1988. – 544 с.
57. Павлице В. Т. Основы конструирования та розрахунок деталей машин : підручник / В. Т. Павлице. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
58. Павлице В. Т. Підшипники кочення : основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунки ресурсу / В. Т. Павлице. Львів : Національний університет «Львівська політехніка», «Інтелект-Захід», 2001. – 136 с.
59. Подшипники качения : справочник-каталог / Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. М. : Машиностроение, 1984. – 280 с.
60. Ряховский О. А. Детали машин : учебник для ССУЗов / О. А. Ряховский, А. В. Клыпин. М. : Дрофа, 2002. – 288 с.
61. Смірнов В.М. Деталі машин та основи конструювання : навч. посібник / В. М. Смірнов, В. П. Головань, В. Т. Бажан, Б. В. Корнійчук. – К. : КНУБА, 2009. – 156 с.
62. Смірнов В. М. Розрахунки з'єднань деталей машин : навч. посібник / В. М. Смірнов, В. П. Головань, Б. В. Корнійчук, Д. А. Паламарчук. – К. : КНУБА, 2013. – 132 с.
63. Фещенко В. Н. Справочник конструктора. Кн. 1. Машины и механизмы : учеб.-прак. пособие / В. Н. Фещенко. М. : Инфра-Инженерия, 2016. – 400с.
64. Фещенко В. Н. Справочник конструктора. Кн. 2. Проектирование машин и их деталей : учеб.-прак. пособие / В. Н. Фещенко. М. : Инфра-Инженерия, 2016. – 400с.
65. Цехнович Л. И. Атлас конструкций редукторов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – К. : Вища школа, 1990. – 151 с.
66. Чернавский С. А. Проектирование механических передач : учебно-справочное пособие для ВТУЗов / С. А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцев и др. – 5-е изд. перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1984. – 560 с.
67. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / А. Е. Шейнблит. Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с.

Навчальне видання

ПАЛАМАРЧУК Дмитро Анатолійович

ДЕТАЛІ МАШИН. КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ

Навчальний посібник

Детально описано порядок виконання курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» для студентів закладів вищої освіти, що навчаються за спеціальностями: «Галузеве машинобудування» та «Прикладна механіка».

Наведено порядок проведення розрахунку циліндричних, конічних, черв'ячних, пасових та ланцюгових передач. Значну увагу приділено виконанню графічної частини проекту та оформленню проектно-конструкторської документації. Наведено приклади виконання складальних та робочих креслень.

Посібник призначений для студентів, магістрів та аспірантів машинобудівних спеціальностей.

Комп'ютерна верстка та оформлення:

Д.А. Паламарчук