

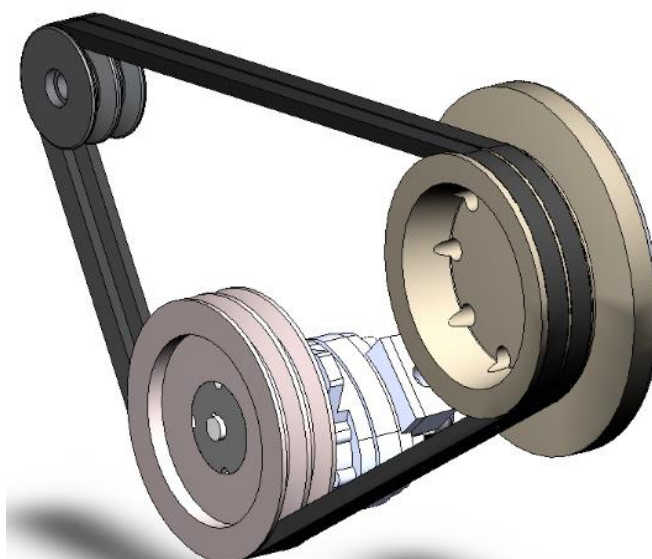
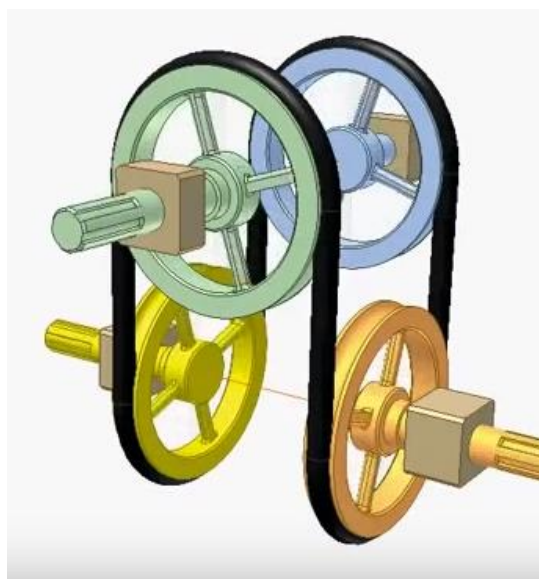
Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Кафедра деталей машин та прикладної механіки

Деталі машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для самостійної роботи студентів

Застосування ПЕОМ
ДО РОЗРАХУНКІВ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ
для студентів механічних спеціальностей



Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет

Кафедра деталей машин та прикладної механіки
Ю.А. Невдаха, А.Ю. Невдаха, В.В. Пирогов, В.В. Пукалов.

Деталі машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
для самостійної роботи студентів

Застосування ПЕОМ
ДО РОЗРАХУНКІВ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ
для студентів механічних спеціальностей

Затверджено
на засіданні кафедри ДМ та ПМ
протокол № 9 від 5. 04. 2019р.

Кропивницький 2019

Методичні вказівки з застосування ПЕОМ до розрахунків пасових передач для студентів механічних спеціальностей. /

Укл.: Ю.А. Невдаха, А.Ю. Невдаха, В.В. Пирогов, В.В. Пукалов.

Кропивницький: ЦНТУ, 2019, - 52с.

Відповідальний за випуск:

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

Рецензент:

д.т.н. проф., проф. каф. ДМ та ПМ Філімоніхін Г.Б.

Зміст

Передмова.....	4
Розділ 1. Загальні відомості про пасові передачі.....	5
1.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач.....	5
1.2. Плоскі паси.....	8
1.3. Клинові паси.....	10
1.4. Поліклинові паси.....	11
1.5. Круглі паси.....	12
1.6. Шківні пасових передач.....	12
1.7. Натяжні пристрої пасових передач.....	14
1.8. Зубчасто-пасові передачі.....	16
Розділ 2. Розрахунки пасових передач.....	18
2.1. Приклад 1. Розрахунок клинопасової передачі.....	18
Додаток 1 до розрахунку клинопасової передачі.....	22
2.2. Приклад 2. Розрахунок плоскопасової передачі.....	24
Додаток 2 до розрахунку плоскопасової передачі.....	29
2.3. Приклад 3. Розрахунок передачі зубчастим пасом.....	32
Додаток 3 до розрахунку зубчасто - пасових передач.....	36
2.4. Приклад 4. Розрахунок поліклинової пасової передачі.....	39
Додаток 4 до розрахунку поліклинової пасової передачі.....	44
Література.....	50

ПЕРЕДМОВА

Методичні вказівки призначені для самостійної роботи студентів механічних спеціальностей під час розв'язання задач курсу деталей машин, та виконання курсових проектів.

В методичних вказівках наведені задачі, які містять такі елементи розрахунків, як: визначення діаметрів шківів, вибір матеріалів пасів, визначення поперечних перерізів пасів, величин навантаження на опори валів. Це спрямовано на розробку конструкцій шківів і отримання ескізу креслення шківа.

Задачі розв'язуються із допомогою ПЕОМ із застосуванням пакету прикладних програм Mathcad, версії 7 і вище. Переваги пакету полягають у тому, що у результаті розв'язання задачі деталей машин з'являється документ Mathcad, який є звітом з розв'язання задачі, містить формули, розрахункові данні, результати розрахунків, тощо. Такий документ легко перевіряється навіть тим, хто немає навичок роботи на ПЕОМ. У разі наявності помилок, вони легко виправляються у вихідному документі.

Розв'язання технічних задач на ПЕОМ із застосуванням Mathcad є загальним підходом кафедри ДМ та ПМ до організації навчального процесу (охоплені всі дисципліни кафедри, зокрема теоретична механіка, опір матеріалів, ТММ, тощо). Тому студенти механічних спеціальностей, починаючи вивчати курс деталей машин повинні вже мати відповідні навички користування програмою Mathcad.

РОЗДІЛ 1.

ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ.

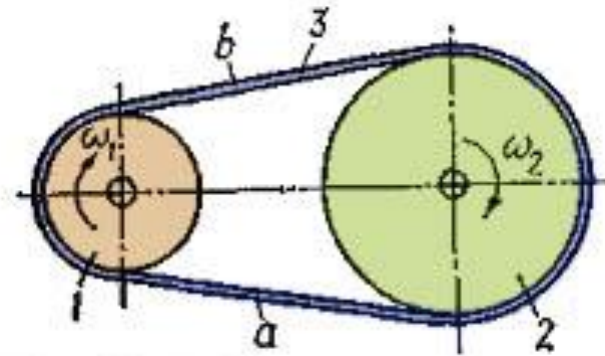


Рис. 1.1. Пасова передача

1.1. Загальні відомості та класифікація пасових передач

У найбільш вживаному вигляді (рис. 1.1) пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківках із деяким попереднім натягом. Вільна ділянка *a* паса, що набігає на ведучий шків, називається ведучою віткою паса, а вільна ділянка *b*, що набігає на ведений шків, називається веденою віткою. Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківка до веденого за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківками, тобто сили тертя забезпечують зчеплення паса зі шківками. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківки або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківками через можливість проковзування паса на шківках. Тому у кінематично точних приводних механізмах пасові передачі застосовують дуже рідко.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2–50 кВт. Зустрічаються також передачі для потужностей 500 і навіть 1500 кВт, проте застосування їх має унікальний характер.

Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $U \leq 4$.

Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси допускають при пониженій довговічності швидкості до 50 і навіть до 100 м/с.

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97.

Для оцінки пасової передачі порівняємо її із зубчастою передачею як найрозповсюдженішою.

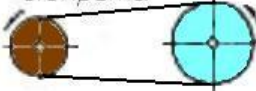
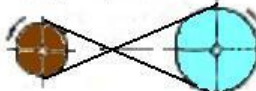
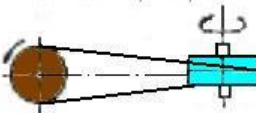
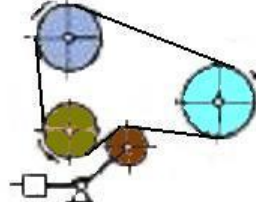
Основні переваги пасової передачі:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані;
- плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківах;
- простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації

До недоліків пасової передачі належать:

- неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);
- несталість передаточного числа через можливе проковзування паса;
- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса;
- низька довговічність приводних пасів (у межах 1000–5000 год).

Пасові передачі можна класифікувати за формою поперечного перерізу паса, розміщенням валів у просторі та призначенням.

Передача за формою попер. перерізу паса	За розміщенням паса та призначенням	
	Передача	Призначення
плоскопасова 	відкрита 	Використовується при паралельному розміщенню валів та однаковому напрямі їхнього обертання
Клинопасова 	Перехресна 	Застосовується при паралельному розміщенню валів та протилежному напрямі їхнього обертання
Круглопасова 	Напівперехресна 	Використовується у разі передаван. руху між валами, осі обертання яких мимобіжні в просторі
З полікліновим пасом 	Багатоплівна із натяжним роликом 	Застосовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса

Елементи пасових передач

Приводні паси. У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає роботоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківами; достатня міцність, стійкість проти спрацювання та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

1.2. Плоскі паси

Плоскі паси бувають гумотканинні (ДСТУ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ДСТУ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.

Нарізні паси типу А (рис. 1.2, а) мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми. Краї пасів типу А покривають водостійкими компонентами.

У пошарове загорнутих пасах типу Б (рис. 1.2, б) прокладки з бельтінга розміщуються таким чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками. Ці паси виготовляють із гумовими прошарками і без них.

Спиральне загорнуті паси типу В (рис. 1.2, в) виготовляють із одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками.

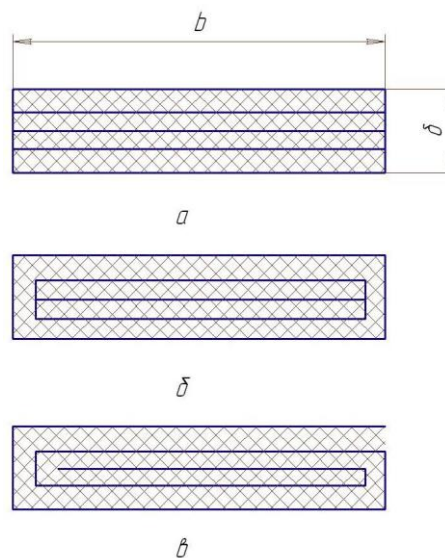


Рис. 1.2. Перерізи плоских гумотканинних пасів.

Усі типи гумотканинних пасів виготовляють як із гумовими обкладками, так і без них.

Тканина прокладок забезпечує гумотканинним пасах достатню міцність та довговічність, а гума є єднаючою речовиною паса як одного цілого і

призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківами.

Гумотканинні паси виготовляють завширшки 20 – 1200 мм із числом прокладок 2 – 9, завтовшки 1,25 – 2 мм кожна. Вони випускаються промисловістю у вигляді довгих стрічок. Тільки для підвищених швидкостей та для машин масового випуску гумотканинні паси можуть виготовлятись замкнутої форми завширшки 30; 40 і 50 мм, завтовшки 1,75; 2,5 і 3,3 мм і завдовжки 500–2500 мм.

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу А як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E = 200...350$ МПа. Допустима найбільша швидкість для пасів типу А–30 м/с, типу Б–20 м/с і типу В–15 м/с.

Бавовняні суцільно ткані паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплетених шарів певної ширини 30–250 мм, завтовшки 4,5–8,5 мм, їх застосовують переважно у передачах невеликої потужності при швидкостях до 25 м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах, а також при температурах вище від 50°C бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси виготовляють із окремих нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням.

Стандартні шкіряні паси завширшки 20–300 мм і завтовшки 3–10 мм призначені для передавання малих та середніх потужностей.

Шкіряні паси мають високу тягову здатність, достатньо міцні і тому вони, особливо при роботі в умовах змінних навантажень. Вони можуть працювати при швидкостях до 45 м/с, однак через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армовані плівкові багат шарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

1.3. Клинові паси

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ДСТУ 1284.1–89). Їх виготовляють двох типів: кордтканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси (рис. 1.3, а) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паси), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

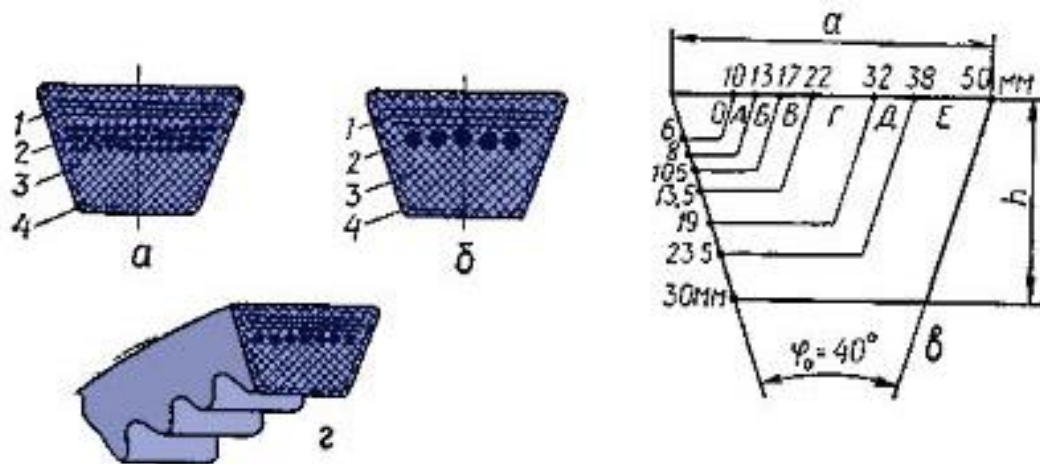


Рис. 1.3. Перерізи клинових пасів

Кордшнурові клинові паси (рис. 1.3, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини передбачається один шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–1,7 мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.

Згідно з ДСТУ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: O(Z), A(A), B(B), C(C), D(D), E(E), E(EO). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Кордшнурові паси як більш гнучкі та довговічні використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25 м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (рис. 1.3, г).

Знаходять застосування також вузькі клинові паси з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$) Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.

1.4. Поліклинові паси

Поліклинові паси мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні і виконуються замкнутої форми.

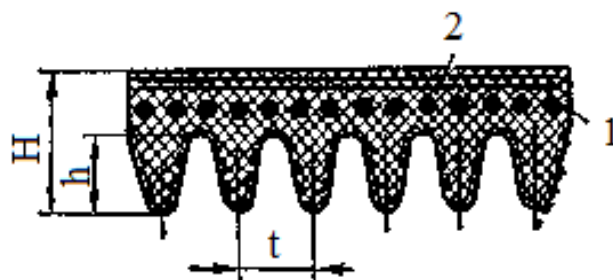


Рис. 1.4. Переріз полі клинового пасу

У плоскій частині пасу розміщуються кордшнур 1, який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2. Ці паси поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківками) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківки можна назначити меншим і збільшувати передаточне число передачі до 12–15.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують поліклінові паси трьох поперечних перерізів: К, Л, М.

Для перерізу К: $t = 2,4$ мм, $H = 4,0$ мм, $h = 2,35$ мм, довжина – 400...2000 мм, число ребер – 2...36.

Для перерізу М: $t = 9,5$ мм, $H = 16,7$ мм, $h = 10,35$ мм, довжина – 1250...4000 мм, число ребер – 2...20.

1.5. Круглі паси

Круглі паси виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паси діаметром 4–8 мм. Ці паси мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.

1.6. Шківні пасових передач.

Шків пасової передачі (рис. 1.5, а) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2 (або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

Форма робочої поверхні обода шківів визначається формою поперечного перерізу паса.

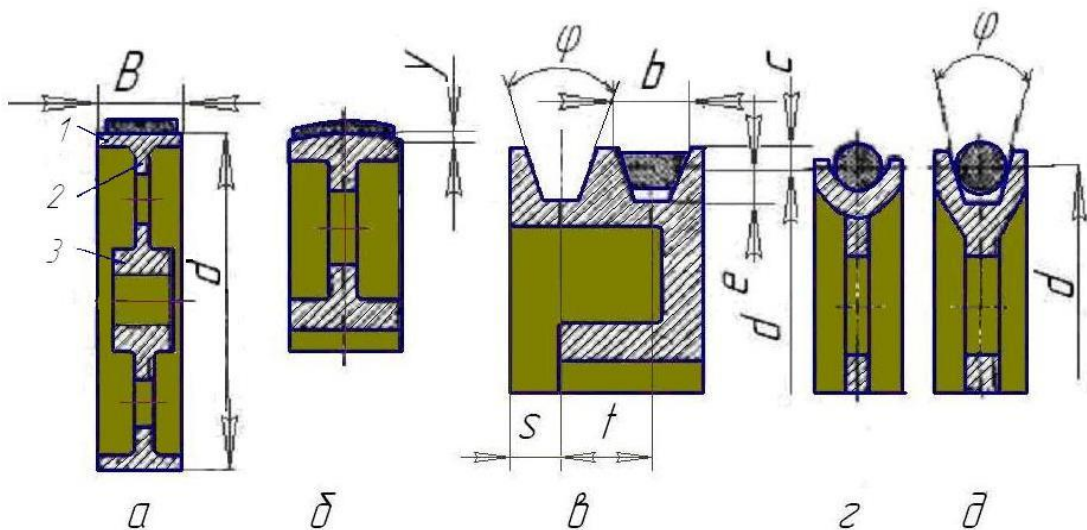


Рис. 1.5. Конструкції шківів.

Для *плоских пасів* найбажанішою формою робочої поверхні шківів є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10$ мкм.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (рис. 1.5, б), описаною в осьовому перерізі шківів дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса b), а також стрілка випуклості обода y , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $y \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для *клинових пасів* робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківів. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі (рис. 1.5, в). Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі спотворюється і тому кут клину паса (рис. 1.5, в) у порівнянні з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківів беруть залежно від його діаметра. Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ГОСТ 20889–88.

Шківів пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківів найрозповсюдженіші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15...30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30...35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

Сталеві шківів у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шківів із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з більш тонкими стінками. Оскільки шківів з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають

меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шків здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту, їх виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну У порівнянні із металевими пластмасові шків мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шків широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

1.7. Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Полозки (рис. 1.6, а) та **хитні плити** (рис. 1.6, б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківками. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

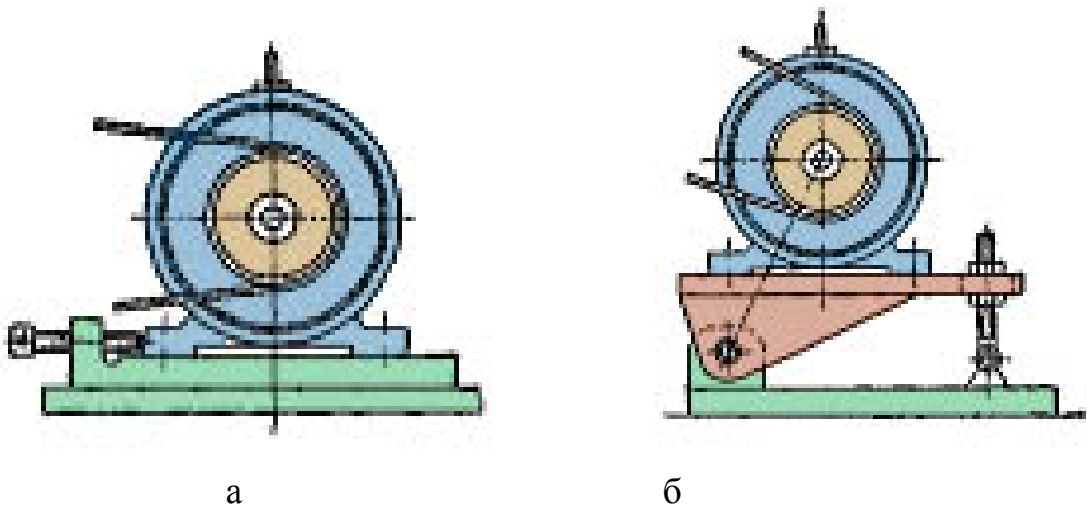


Рис. 1.6. Натяжні пристрої: а – полозки, б – хитні плити

Натяжні ролики застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківів. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, який притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківа і вільно обертається (рис. 1.7, а). Притискання ролика до паса може здійснюватись встановленням на важелі тягарцем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківа, поліпшується робота передачі з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

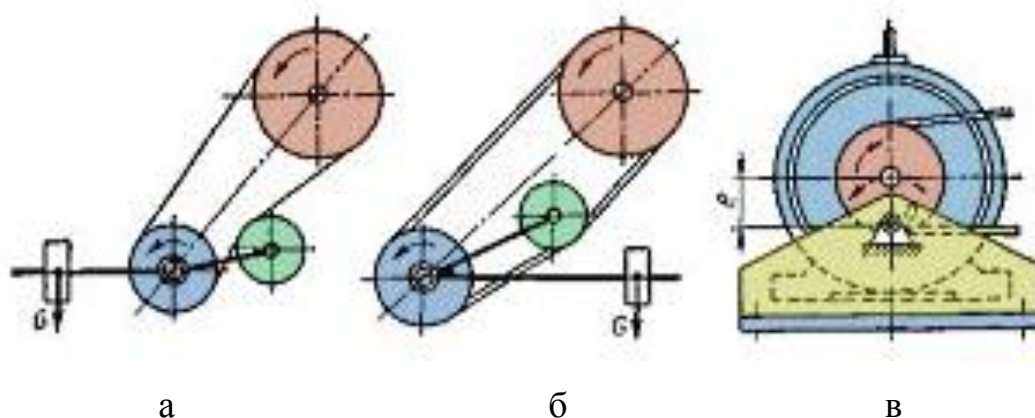


Рис. 1.7. Натяжні пристрої: а – натяжні ролики, б – відтяжні ролики, в - натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах (рис. 1.7, б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.

Значно ліпшими від описаних вище є натяжні пристрої (рис. 1.7, в) з автоматичним регулюванням натягу паса.

1.8. Зубчасто – пасові передачі

У зубчасто–пасовій передачі плоский пас на внутрішньому боці має зубці трапецієвидної форми, а шківи – відповідні їм зубці на ободі (рис. 1.8). Отже, передача працює за принципом зачеплення, а не тертя. До пасових передач вона належить умовно тільки за назвою та формою тягового органу.

Зубчасто–пасові передачі мають малі габаритні розміри, в них відсутнє ковзання паса на шківах, можна забезпечити великі передаточні числа ($u \leq 12$), ККД досягає 0,92...0,98, на вали передаються значно менші навантаження.

Використання принципу передачі руху зубчастим пасом було запропоновано давно, але його практичне використання стало можливим тільки з появою нових матеріалів – високоякісних пластмас. Зубчасті паси виготовляють із еластичної маслостійкої гуми або пластмаси і армують сталевими тросиками або поліамідними нитками (рис. 1.8). Шківи можна виготовляти із сталі, чавуну, легких сплавів та пластмас.

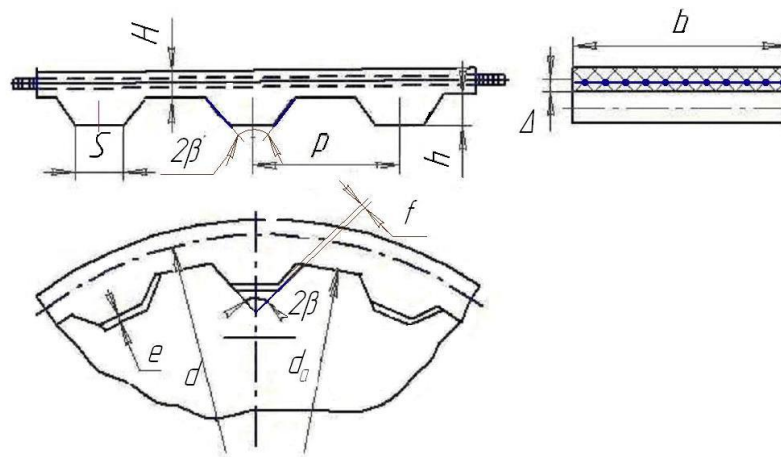


Рис. 1.8 Параметри зубчасто-пасової передачі.

Згідно з діючими галузевими стандартами основні параметри зубчасто–пасової передачі беруть такі: модуль зубців $m = P/\pi$, де P – крок зубців паса; висота зубців $h = 0,6m$; найменша товщина зубців $s = m$; кут профілю зубців $2\beta = 50$ або 40° ; товщина паса у впадинах $H = m + 1$ мм; розрахункова довжина паса $l = \pi m z_{\pi}$, де z_{π} – число зубців паса. Рекомендують такі значення модулів m , мм: 2; 3; 4; 5; 7 і 10.

Мінімальні числа зубців меншого шківа: $z_t = 16 \dots 20$ при $m = (2 \dots 5)$ мм;

$z_r = 20 \dots 26$ при $m = (7 \dots 10)$ мм.

Діаметри ділительних кіл шківів $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$.

Зовнішні діаметри шківів для зубчастих пасів $d_{a1} = d_1 + 2\Delta$; $d_{a2} = d_2 + 2\Delta$, де при діаметрі тросика $0,3 \dots 0,4$ мм; $\Delta = 0,6$ мм, а при діаметрі тросика $0,65 \dots 0,80$ мм; $\Delta = 1,3$ мм. Між пасом та шківом рекомендуються зазори: бічний $f = (0,25 \dots 0,40)m$ і радіальний $e = (0,25 \dots 0,35)m$.

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНКИ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ.

2.1. Приклад 1. Розрахунок клинопасової передачі.

Вихідні дані:

Розрахувати клинопасову передачу привода

Двигун - асинхронний, короткозамкнутий.

Потужність що передається валом, кВт: $P_1 := 6.0$

Частота обертання ведучого шківa, об/хв: $n_1 := 2800$

Частота обертання веденого шківa, об/хв: $n_2 := 1400$

Момент на валу, Н·м: $T_2 := 20$

Пускове навантаження до 150% нормального.

Робоче навантаження з незначними поштовхами.

Робота однозмінна.

Передаточне число: $U := 2$

1. Згідно табл. 1.1 дану потужність можна передавати пасами таких перерізів: О (Z), А (A), Б (B), В (C), Г (D), Д (E), Е (EO).

З різних перерізів паса доцільно брати менший, бо при прийнятому діаметрі меншого шківa D_1 можна отримати більше значення відношень D_1/h , а значить, понизити напруження згину і суттєво збільшити довговічність паса.

Приймаємо згідно табл. 1.1 переріз паса Б

2. По табл. 1.4 приймаємо діаметр меншого шківa, мм: $D_1 := 140$

3. Визначаємо швидкість паса, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad v = 20.5$$

4. Визначаємо діаметр більшого шківa, мм:

$\xi = 0.02$ - коефіцієнт пружного ковзання

$$D_2 := D_1 \cdot U \cdot (1 - \xi) \quad D_2 = 277$$

5. По ДСТУ 1284-68 та за табл. 1.3 приймаємо діаметри шківів (і підставляємо їх значення), мм:

$$D_1 := 140 \quad D_2 := 280$$

6. По стандартним значенням діаметрів шківів визначаємо дійсні частоти обертання валів, об/хв:

$$n_2 := (1 - \xi) \cdot \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2} \quad n_2 = 1 \cdot 10^3$$

7. Уточнюємо передаточне число:

$$U := \frac{n_1}{n_2} \quad U = 2.02$$

8. Вибираємо з табл. 1.5 та згідно ДСТУ 1284-68 розміри перерізу паса, мм:

$$bp := 14 \quad h := 10.5 \quad A := 138$$

де bp - ширина паса, мм;

h - висота паса, мм;

A - площа перерізу, мм²

9. Міжосьова відстань, мм:

$$\begin{aligned} a_{\min} &:= 0.55 \cdot (D_1 + D_2) + h & a_{\min} &:= 241.5 \\ a_{\max} &:= 2 \cdot (D_1 + D_2) & a_{\max} &:= 840 \\ a &:= \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} & a &= 540.75 \end{aligned}$$

10. Визначаємо довжину паса, мм:

$$l := 2 \cdot a + \left[\frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} \right] + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4 \cdot a} \quad l := 1750$$

За стандартом табл. 1.6 приймаємо довжину паса найближчу до розрахункової, мм: $l := 1900$

11. Уточнюємо міжосьову відстань, мм:

$$a := \frac{2 \cdot l - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} \quad a := 616.157$$

Мінімальна міжосьова відстань для монтажу паса, мм:

$$a_{\min} := a - 0.01 \cdot l \quad a_{\min} := 597.2$$

Максимальна міжосьова відстань для підтягування паса при видовженні, мм:

$$a_{\max} := a + 0.025 \cdot l \quad a_{\max} := 663.7$$

12. Визначаємо число пробігів паса в секунду, $1/c$:

$$v := \frac{v}{l \cdot 10^{-3}} \quad v = 10.8$$

$v_d := 15$ $v < v_d$ умова виконується.

де v_d - допустиме число пробігів паса.

13. Визначаємо кут обхвату, град:

$$\alpha := 180 - \frac{(D_2 - D_1) \cdot 57}{a} \quad \alpha = 167$$

14. Коефіцієнт кута обхвату:

$$C\alpha := 1 - 0.003 \cdot (180 - \alpha) \quad C\alpha = 0.96$$

15. Коефіцієнт швидкості:

$$Cv := 1.05 - 0.0005 \cdot v^2 \quad Cv = 0.84$$

16. По табл. 2.2 приймаємо корисне напруження, Н/мм:

при - $\sigma_0 = 1.2$ $\sigma_{td0} := 1.51$

17. По табл. 1.6 вибираємо коефіцієнт динамічності і навантаження Cp :

$Cp := 1$

18. Тоді корисне допустиме напруження в заданих умовах, Н/мм²:

$$\sigma_{td} := \sigma_{td0} \cdot C\alpha \cdot Cv \cdot Cp \quad \sigma_{td} = 1.22$$

19. Колове зусилля, Н:

$$F_t := \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad F_t := 493$$

20. Визначаємо число пасів:

$$z := \frac{F_t}{\sigma_{td} \cdot A} \quad z = 2.93 \quad \text{остаточне число пасів} \quad z := 3,$$

приклад позначення паса: пас Б -1900 ДСТУ 1284 – 68

де Б – тип паса; 1900 – довжина паса.

21. Сила, яка діє на вали, Н:

$$Q := 2 \cdot \sigma_0 \cdot z \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \text{deg}}{2}\right) \quad Q = 987$$

де σ_0 - напруження від початкового натягу, Н/мм²:

A – розрахункова площа перерізу паса (пасів), мм²:

$$Q := 2 \cdot \sigma_0 \cdot z \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \text{формула для розрахунку без ПЕОМ}$$

22. Зовнішній діаметр і ширина обода,

$$d_e = d_p + 2 \cdot b \qquad M = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f$$

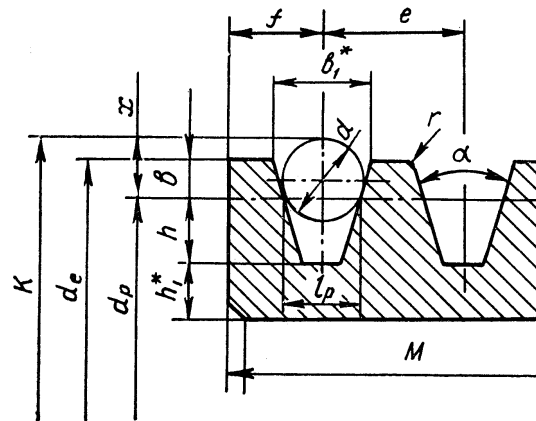


Рис. 2.1. Конструкція клинопасового шківa

ДОДАТОК 1

до розрахунку клинопасових передач.

Таблиця 1.1 Переріз пасу в залежності від потужності яка передається та швидкості паса.

Потужність яка передається, кВт	Рекомендуючі перерізи пасів при швидкості v , м/с		
	до 5	5...10	10 і вище
0,5...1	О, А	О, А	О
1...2	О, А, Б	О, А	О, А
2...4	А, Б	О, А, Б	О, А
4...7,5	Б, В	А, Б	А, Б
7,5...15	В	Б, В	Б, В
15...30		В, Г	В, Г
30...60		Г, Д	В, Г
60...120		Д	Г, Д

Таблиця 1.2 Допустиме корисне напруження $[\sigma_t]_0$ для клинових пасів при $\sigma_0 = 1.2$ Н/мм, $\alpha = 180^\circ$, $v = 10$ м/с і спокійній роботі передачі.

Розрахунковий діаметр меншого шківів при перерізі паса, мм							$[\sigma_t]_0$ при напруженні σ_0 , Н/мм		
О	А	Б	В	Г	Д	Е	1.2	1.4	1.6
63	90	125	180				1,35	1,5	(1,67)
71	100	140	200				1,51	1,67	1,8
80	112			315			1,6	1,78	1,9
=>90		160	225		500	800	1,69	1,89	2
	=>125			355	530		1,78	1,96	2,13
		=>180	250	400	560	900	(1,82)	2,04	2,24
			=>280	=>450	=>630	=>1000	(1,92)	(2,02)	2,35

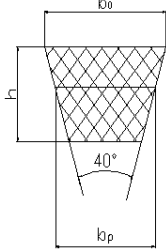
Таблиця 1.3 ДСТУ 1284-68 Стандартний ряд діаметрів шківів, мм:

63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.
--

Таблиця 1.4 Діаметр малого шківa

переріз паса	О	А	Б	В	Г	Д	Е
D ₁ , мм	70..140	100..200	140..280	200..400	320..630	500..1000	800..1000

Таблиця 1.5 Клинові паси (ДСТУ 1284-68) розміри, мм

Схема	Позначення	Переріз паса						
		О	А	Б	В	Г	Д	Е
	b ₀	10	13	17	22	32	38	50
	h	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	b _p	8,5	11	14	19	27	32	42
	A, мм ²	47	81	138	230	476	692	1170

Таблиця 1.6

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

2.2. Приклад 2. Розрахунок плоскопасової передачі.

Вихідні дані:

Потужність двигуна, кВт: $P_1 := 12$

Момент на валу, Нм: $T_1 := 56$

Частота обертання двигуна, об/хв: $n_1 := 945$

Передаточне число передач: $U := 2$

Пускове навантаження - до 130% номінальної

Робоче навантаження змінюється в значних межах.

Нахил міжосьової лінії до горизонту - 20 град.

Натягіння паса виконується переміщенням двигуна.

Передача працює в сухому приміщенні.

Робота однозмінна.

1. Визначаємо діаметр меншого шківa, мм:

$$D_1 := 1200 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad D_1 = 280$$

По ДСТУ 17383-72 (табл.2.1) приймаємо: $D_1 := 280$

Примітка: Діаметр D_1 округляється в більшу сторону, діаметр D_2 округляється в меншу сторону.

2. Визначаємо діаметр веденого шківa, (мм):

$$D_2 := D_1 \cdot U \cdot (1 - \xi) \quad D_2 = 554$$

де $\xi := 0.01$ коефіцієнт пружного ковзання

По ДСТУ 17383-72 табл. 2.1 приймаємо найближчий менший діаметр шківa, мм: $D_2 := 560$

3. Уточнюємо передаточне число:

$$U := \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} \quad U = 2.02$$

4. Виходячи з умови роботи передачі по табл. 2.2 приймаємо тип паса Б.

5. По табл. 2.3 задаємося напруженням в пасі від початкового натягу, визначаємо константи **a** та **W**, Н/мм²:

приймавши $\sigma_0 := 1.8$; отримали $a = 2.5$; $W = 10$

6. Для вибраного типа паса по табл. 2.4 при відношенні:

$$\frac{\delta}{D_{\min}} = \frac{1}{40}$$

Допустиме корисне напруження, Н/мм.кв.:

$$\sigma_{t_{d0}} := 2.25$$

7. Розраховуємо міжосьову відстань, мм:

$$a := 2 \cdot (D_1 + D_2) \qquad a = 1.68 \cdot 10^3$$

8. Геометрична довжина паса, мм:

$$l := 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \qquad l = 4.691 \times 10^3$$

9. Визначаємо швидкість паса, м/с:

$$v := \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \qquad v = 13.85$$

10. Число пробігів паса за секунду, 1/с:

$$\nu := \frac{v}{l} \qquad \nu = 2.95 \times 10^{-3} \qquad \nu = \frac{v}{l} \leq \nu_d$$

$\nu_d = 5$ – допустиме число пробігів паса за секунду, 1/с.

де v – швидкість паса, м/с; l – довжина паса;

11. Кут обхвату на меншому шківі:

$$\alpha := 180 - \left(\frac{D_2 - D_1}{a} \right) \cdot 57 \qquad \alpha = 170.5$$

$\alpha \geq 150^\circ$ - умова виконується.

12. Коефіцієнт кута обхвату:

$$C_{\alpha} := 1 - 0.003 \cdot (180 - \alpha) \qquad C_{\alpha} = 0.971$$

13. Швидкісний коефіцієнт:

$$C_v := 1.04 - 0.0004 \cdot v^2 \qquad C_v := 0.96$$

де V – швидкість паса, м/с:

14. По табл.2.5 приймаємо коефіцієнт динамічності і режиму роботи:

$$C_p := 0.8$$

15. По табл. 2.6 приймаємо коефіцієнт, враховуючий вплив розташування передач і способу регулювання натягу паса і його працездатності:

$$C_0 := 1$$

16. Розрахункове корисне напруження, Н/мм.кв.:

$$\sigma_{td} := \sigma_{td0} \cdot C_{\alpha} \cdot C_v \cdot C_0 \qquad \sigma_{td} = 1.68$$

17. Визначаємо колове зусилля, Н:

$$F_t := \frac{1000 \cdot P_1}{v} \qquad F_t = 866$$

де V – швидкість паса, м/с:

P_1 – потужність яка передається, кВт:

18. Розрахункова площа поперечного перерізу паса, мм²:

$$A := \frac{F_t}{\sigma_{td}} \qquad A = 514$$

19. Розміри перерізу паса, мм :

$$\text{Товщина} \quad \delta := \frac{D_1}{40} \quad \delta = 7$$

З умови $A = b \cdot \sigma$ знаходимо ширину паса,

$$\text{Ширина паса, мм:} \quad b := \frac{A}{\delta} \quad b = 73$$

20. Розміри перерізу паса, мм²:

Товщина однієї прокладки для вибраного типу паса вибирається по табл. 2.2, мм:

$$\delta_1 := 1.75$$

По табл. 2.2 приймаємо число прокладок: $z := 4$

Визначаємо товщину паса, мм:

$$\delta := \delta_1 z \quad \delta = 7$$

По табл. 2.2 приймаємо ширину паса, мм :

$$b := 70$$

Площа поперечного перерізу паса, мм²:

$$A := \delta \cdot b \quad A = 490$$

21. Сила, яка діє на вали, Н:

$$Q := 2 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \text{deg}}{2}\right) \quad Q = 1758$$

$$Q := 2 \cdot \sigma_0 \cdot b \cdot \delta \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \text{формула для розрахунку без ПЕОМ}$$

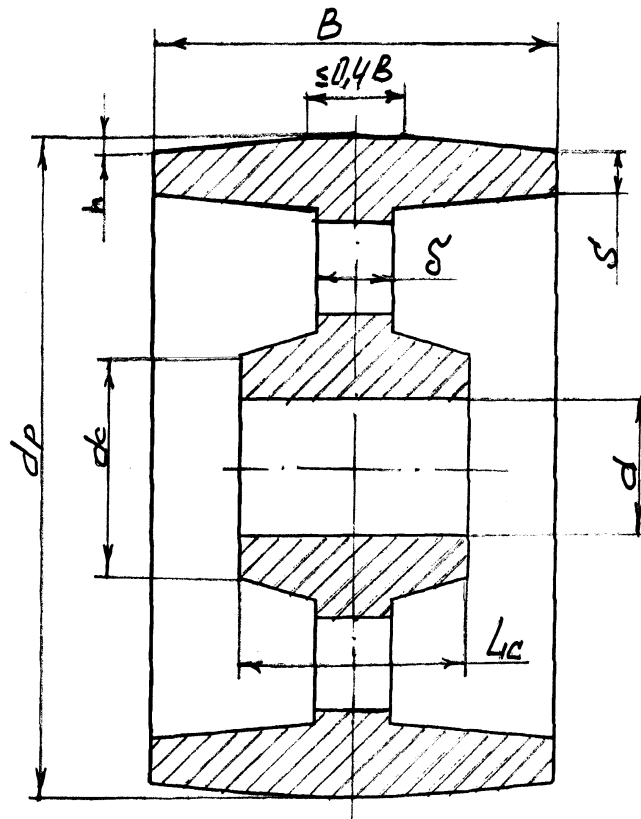


Рис. 2.2 Шків для плоскостасової передачі.
(розміри шківів в таблиці 2.7)

При коловій швидкості до 30м/с шківів виготовляють з чавуну СЧ-15, при швидкості до 45м/с - сталеве лиття 25Л. Шківів зі спицями використовуються при коловій швидкості менше 25м/с, при більшій швидкості використовують шківів з диском.

$$\text{Товщина диска } \delta = (0.25 \dots 0.35) \cdot d \geq 8 \text{ мм}$$

де d - діаметр вала

$$\text{Діаметр маточини } d_c = (1.8 \dots 2) \cdot d ;$$

$$\text{Довжина маточини } L_c = (1.5 \dots 2) \cdot d$$

Товщина обода біля краю:

$$S = 0.005 \cdot D + 3 - \text{ для чавунних шківів}$$

$$S = 0.002 \cdot (D + 2 \cdot B) + 3 - \text{ для сталевих шківів.}$$

ДОДАТОК 2

до розрахунку плоскопасових передач.

Таблиця 2.1 Стандартний ряд діаметрів, 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, 1000, 1120, 1400, 1600, 1800, 2000.

Таблиця 2.2 Паси прогумовані (ДСТУ 101-54)

Ширина паса, мм			Кількість прошарків		
Тип паса			Тип паса		
A	B	У	A	B	B
			Із бельгінга В-820		
			ОПБ-5, ОПБ-12 уточно шнурова		
	20, 25, 30, 40, 45	20, 25, 30, 40		2	3
20, 25, 30, 40, 45, 50, 60, (65), 70, 75		50, 60 (65), 70, 75		3...5	3...5
80, 85, 90, 100					
(115), (120), 125, 150		80, 85, 90, 100		3...6	3...6
(175), 200, (225), 250	150, 200, 250	125, 150, 200, 250	3	4...6	4...6
250, (275), 300, 350					
	250, 300	250, 300	3	4...8	4...8
400, 450	375, 400, 425 500	375, 400, 425, 450	3...4	5...8	5...8
500	500	500	3...4	5...9	5...9
(550), 600, 700			5		
800, 900, 1000, 1100			5...8		
(1200)					
Товщина одного прошарку	з гумовим прошарком		2,00±0,25	1,50±0,25	1,50±0,25
	без гумового прошарку		1,75±0,25	1,75±0,25	1,25±0,25

Таблиця 2.3 Значення **a** і **W** для плоских пасів ($\alpha=180^\circ$, $v=10$ м/с, робота спокійна, міжосьова лінія горизонтальна), Н/мм.

Паси	Значення a при σ_0			W
	1.6	1.8	2.0	
Гумотканинні	2.3	2.5	2.7	10
Шкіряні	2.7	2.9	3.1	30
Бавовнянні	2	2.1	2.2	15
Вовнянні	1.7	1.8	1.9	15

Таблиця 2.4 Допустимі корисні напруження $[\sigma_t]_0$, Н/мм для плоских пасів при $\sigma_0=1.8$ Н/мм, $\alpha=180^\circ$, $v=10$ м/с, спокійній роботі передачі і горизонтальному розміщенні міжосьової лінії.

Паси	$[\sigma_t]_0$ при $D_{\min}/\delta$									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Гумотканинні		(2.1)	2.17	2.21	2.25	2.28	2.3	2.33	2.37	2.4
Шкіряні	(1.4)	1.7	1.9	2.04	2.15	2.23	2.3	2.4	2.5	2.6
Бавовнянні	(1.35)	1.5	1.6	1.67	1.72	1.77	1.8	1.85	1.9	1.95
Вовнянні	(1.05)	1.2	1.3	1.37	1.42	1.47	1.5	1.55	1.6	1.65

Таблиця.. 2.5 Коефіцієнт динамічності і режима навантаження C_p при однозмінній роботі (при передачі від електродвигуна: постійного струму, перемінного струму асинхронних з короткозамкнутим ротором).

Характер навантаження	Що приводяться в рух машини	C_p
Пускове навантаження до 120%. Робоче навантаження постійне.	Вентилятори і повітрорудки, відцентрові насоси і компресори, верстати токарські, свердлильні і шліфувальні. Стрічкові транспортери.	1.0
Пускове навантаження до 150%. Робоче навантаження з невеликими коливаннями	Верстати фрезерні і револьверні. Поршневі компресори і насоси. Пластинчасті транспортери.	0.9
Пускове навантаження до 200%. Робоче навантаження з невеликими коливаннями	Реверсивні приводи: верстати стругальні і довбальні. Преси гвинтові і ексцентрикові. Верстати ткацькі і прядильні. Транспортери гвинтові і скребкові, елеватори.	0.8
Пускове навантаження до 300%. Робоче навантаження дуже нерівномірне, ударне.	Бігуни і глином'ялки. Лісопильні рами. Ножиці, молоти, дробарки, кульові млини. Підйомники й екскаватори.	0.7

1. Для приводу від електродвигунів перемінного струму синхронних, а також асинхронних з контактними кільцями, від поршневих двигунів значення C_p знижувати на 0,1.

2. При роботі в 2 зміни значення C_p знижувати на 0,1, при роботі в 3 зміни – на 0,2.

Таблиця 2.6 Значення C_0

Тип передачі	Кут нахилу до горизонту, град.		
	0...60	60...80	80...90
Періодично регульована: відкрита перехресна напівперехресна	1	0.9	0.8
	0.9	0.8	0.7
	0.8	0.7	0.6
Автоматично регульована	1	1	1

Таблиця 2.7 Стандартні ширини ободів В, мм (ДСТУ 17383-73)

Ширина паса, b	Ширина обода шківа, В	Допустиме відхилення
20	25	±1.0
25	32	
32	40	
40	50	
50	63	
63	71	
71	80	±1.5
80	90	
90	100	
110	112	
112	125	
125	140	
140	160	
160	180	±2.0
180	200	
200	224	
224	250	
250	280	

2.3. Приклад 3. Розрахунок передачі зубчастим пасом.

Вихідні дані:

Двигун – асинхронний, короткозамкнутий.

Потужність яка передається, кВт: $P_1 := 6$

Частота обертання ведучого шківa, об/хв: $n_1 := 2800$

Частота обертання веденого шківa, об/хв: $n_2 := 1400$

Пускове навантаження - до 150% нормального.

Робоче навантаження з незначними поштовхами.

Робота однозмінна.

Момент на швидкохідному валу, Нм: $T_1 := 20$

Передаточне число: $U := 2$

1. По табл. 3.1 пункт 7 або по табл. 3.2 приймаємо модуль, мм:

$$m := 4$$

2. По табл. 3.3 приймаємо число зубців меншого шківa:

$$z_1 := 18$$

3. Число зубців більшого шківa:

$$z_2 := U \cdot z_1 \quad z_2 = 36$$

4. Розрахункові діаметри шківів, мм:

$$d_1 := m \cdot z_1 \quad d_1 = 72$$

$$d_2 := m \cdot z_2 \quad d_2 = 144$$

5. Визначаємо міжосьову відстань, мм:

$$a_{\min} := 0.5 \cdot (d_1 + d_2) \quad a_{\min} = 108$$

$$a_{\max} := 2 \cdot (d_1 + d_2) \quad a_{\max} = 432$$

$$a := \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \quad a = 270$$

6. Визначаємо довжину паса, мм:

$$\ell := 2 \cdot a + \left[\frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} \right] + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} \quad \ell = 884.092 \times 10^3$$

7. Визначаємо число зубців паса:

$$z_p = \frac{\ell}{\pi \cdot m} \quad z_p = 70$$

де ℓ – довжина паса, мм

Приймаємо по табл. 3.1 пункт 6: $z_p = 80$

8. Кінцева довжина паса, мм:

$$\ell := \pi \cdot m \cdot z_p \quad \ell = 1005$$

де m – модуль, мм; z_p – число зубців паса.

9. Визначимо міжосьову відстань по кінцевій прийнятій довжині паса, мм:

$$a := \frac{2 \cdot \ell - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{[2 \cdot \ell - \pi \cdot (d_1 + d_2)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2}}{8} \quad a = 331.05$$

10. Визначаємо половину кута сходження віток, град.:

$$\gamma := \frac{\arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}\right)}{\deg} \quad \gamma = 6.24$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot a}\right) \quad \text{- формула для розрахунку без ПЕОМ}$$

11. Визначаємо кут обхвату меншого шківa, град:

$$\alpha := 180 - 2 \cdot \gamma \quad \alpha = 167.514$$

12. Визначаємо число зубців паса, які знаходяться одночасно в зачепленні з ведучим шківом:

$$z_0 := z_1 \cdot \frac{\alpha}{360} \quad z_0 = 8.38 \quad \text{приймаємо} \quad z_0 = 9$$

Перевіряємо виконання умови: $z_0 \geq 6$ – умова виконується.

де α – кут обхвата пасом меншого шківa, z_1 – кількість зубців ведучого шківa

13. Допустима колова сила при заданих умовах роботи, Н/мм:

За таблицями приймаємо вибрані розрахункові коефіцієнти:

C_p - коефіцієнт динамічності режима навантаження, табл. 2.5

$C_{и}$ - коефіцієнт передаточного числа, табл. 3.4

C_z - коефіцієнт числа зубців, що знаходяться в зачепленні, табл. 3.5

C_o - коефіцієнт що, враховує наявність натягу вальних роликів, табл. 3.4

ω_0 - питома колова сила, яка передається, табл. 3.1

$$\omega_0 := 15 \quad C_p := 1 \quad C_{и} := 1 \quad C_z := 1 \quad C_o := 1$$

$$\omega_{тд} := \omega_0 \cdot C_p \cdot C_{и} \cdot C_o \cdot C_z \quad \omega_{тд} = 15$$

14. Швидкість паса, м/с:

$$v := \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad v = 10.56$$

15. Визначаємо колову силу, Н:

$$F_t := \frac{1000 \cdot P_1}{v} \quad F_t = 568$$

де P_1 - потужність, яка передається, кВт;

16. Визначаємо ширину паса, мм:

$$b := \frac{F_t}{\omega_{тд} - \frac{q \cdot v^2}{10}} \quad b = 39.82$$

По табл. 3.1 п. 4 приймаємо, кг: $q := 0.065$

де q - маса 1-го погонного метра паса шириною 10 мм, кг:

V - швидкість паса, м/с;

$\omega_{тд}$ - допустима колова сила, Н/мм

Розрахункове значення b закруглюємо до найближчого нормального за табл. 3.1

п. 5, $b = 40$ і при цьому повинна виконуватися умова: $b \leq d_1$

17. Ширина шківа без бортів, мм:

$$B := b + m \quad B = 44$$

18. Сила, яка діє на вали передачі, Н:

$$Q := 1.2 \cdot F_t \quad Q = 682$$

19. Попередній натяг паса для усунення зазорів в зачепленні повинен перевищувати центробіжні сили.

$$S_0 := 1.1 \cdot q \cdot b \cdot v^2$$

$$S_0 = 347.643$$

де b – ширина паса, мм;

V - швидкість паса, м/с;

q - маса 1 м паса шириною 10 мм, кг; табл. 3.1 п. 4

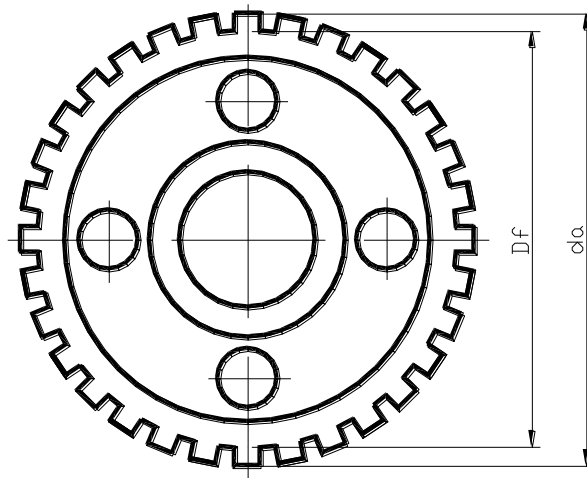


Рис. 2.3. Конструкція шківа зубчатопасової передачі.
(Розміри шківів у додатку 3. 1)

ДОДАТОК 3

до розрахунку зубчасто-пасових передач.

Таблиця 3.1 Зубчасті паси по нормалі ОН6-07-5-63 НИИРП-ЭНИМС

Параметр	Розміри при модулі m , мм					
	2	3	4	5	6	7
1. Висота зуба h , мм	1.2	1.8	2.4	3.0	4.2	6.0
2. Діаметр троса δ , мм	0.35	0.35	0.35; 0.65	0.65	0.65	0.65
3. Відстань від впадини зуба паса до вісі металевого троса Δ , мм	0.6	0.6	0.6; 1.3	1.3	1.3	1.3
4. Маса 1 м довжини паса шириною 10 мм q , кг/10 мм·м	0.032	0.04	0.05; 0.065	0.075	0.09	0.11
5. Ширина паса b , мм	8; 10; 12.5; 16	12.5; 16; 20; 25	20; 25; 32; 40	25; 32; 40; 50	50; 63; 80	50; 63; 80
6. Число зубців паса, z_p	32; 40; 50; 63; 80; 100; 125	36; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160	45; 50; 63; 80; 100; 125; 140	45; 50; 63; 80; 100; 125	50; 63; 80; 100
7. Використовувати при моментах T_1 , Нм	≤ 0.2	≤ 2.4	≤ 22	≤ 49	≤ 190	≤ 1900
8. Питома колова сила, яка передається при спокійній роботі, $u \geq 1$ і $z_0 \geq 6$, ω_0 , Н/мм	4	10	15; 25	35	45	60
9. Найбільші рекомендуємі швидкості v , м/с	25	30	35	40	45	50

Таблиця 3.2 Задана потужність, яка передається, тоді модуль можна вибрати із наступного ряду:

P_1 , кВт	до 0.4	0.4...3	3...5.5	5.5...10	10...22	22 і вище
m, мм	2; 3	3; 4	4; 5	4; 5; 7	5; 7	7; 10

Таблиця 3.3 Параметри шківів (рекомендує число зубців меншого шківа Z_1)

n_1 меншого шківа, об/хв	Z_1 при m, мм						
	2	3	4*	4**	5	7	10
1000					18	22	22
1500		14	16	18		24	24
2000	12				20	26...28	26...28
2500						30...32	30...32
3000		16	18	20	22		34...36
* - при металотросі $\delta=0.36$ мм							
** - при металотросі $\delta=0.65$ мм							

Таблиця 3.4 Коефіцієнт передаточного числа (тільки для підвищуючих передач).

U	1...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	0,3 і менше
C_u	1	0,95	0,90	0,85	0,80

Коефіцієнт, який вводиться при наявності натяжного і направляючого роликів:

- 1 ролик – $C_o=0,9$
- 2 ролика – $C_o=0,8$

Таблиця 3.5 Коефіцієнт числа зубців що знаходяться в зачепленні

Z_0	6	5	4
C_z	1	0,8	0,6

Таблиця 3.6 Зовнішні діаметри шківів d_a , мм:

$$d_{a1} = d_1 - 2 \cdot \Delta + K; \quad d_{a2} = d_2 - 2 \cdot \Delta + K ;$$

d_a , мм	до 50	50...78	80...113	120...198	200...318	320...500
K, мм	0.08	0.1	0.12	0.13	0.15	0.18

Внутрішні діаметри шківів d_f , мм $d_{f1} = \Delta \cdot d_{a1} - 1.8$; $d_{f2} = d_{a2} - 1.8$

Приймаємо Δ – по таблиці 3.1

Крок зубців по зовнішній поверхні P_a , мм: $P_a = \pi \cdot d_a / z$

Кут профіля прямобоких зубців 2φ : $2\varphi = 50^\circ \pm 2^\circ$

Довжина зуба по зовнішньому колу S_a , мм: $S_a = P_a - (S + 2 \cdot h \cdot \tan \varphi + f / \cos \varphi)$

де S і h – розміри пасу по таблиці 3.1

f – бічний зазор по рекомендації таблиці

m	2	3	4	5	7	10
f	0.8	1.2	1.2	1.5	1.8	2.5
r_a	0.3	0.4	0.6	0.8	1.0	1.2
r_f	0.8	0.4	0.6	0.8	0.8	1.0

Ширина шківів без бортів B , мм : $B = b + m$

2.4. Приклад 4. Розрахунок поліклинової пасової передачі.

Вихідні дані

Двигун – асинхронний, короткозамкнутий.

Потужність яка передається, кВт: $P_1 := 3.59$

Частота обертання ведучого шківa, об/хв: $n_1 := 720$

Частота обертання веденого шківa, об/хв: $n_2 := 360$

Пускове навантаження - до 150% нормального.

Робоче навантаження з незначними поштовхами.

Робота однозмінна.

Момент на швидкохідному валу, Нм: $T_1 := 47.63$

Передаточне число: $U := 2.0$

1. Згідно табл. 4.1 вибираємо пас необхідного перерізу (К, Л, М).

Приймаємо переріз паса Л

2. Визначаємо оптимальний діаметр меншого шківa за рекомендацією табл.4.2

Збільшення діаметра шківa сприяє підвищенню довговічності паса.

$x := 30.3$ при $T_1 \leq 250$ Нм; а при $T_1 \geq 250$ Нм, $x = 12$.

$$D_1 := x \cdot \sqrt[3]{T_1} \qquad D_1 = 110$$

Мінімально допустимий діаметр закруглюємо до нормальної величини, мм:

$$D_{1_{\min}} := 80$$

Приймаємо за табл. 4.3 діаметр шківa, мм: $D_1 := 112$

3. Діаметр більшого шківa, мм:

$$D_2 := U \cdot D_1 \qquad D_2 = 224$$

4. Уточнюємо частоту обертання веденого шківa, об/хв:

$$n_2 := (1 - \xi) \cdot \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2} \qquad n_2 = 353$$

де $\xi := 0.02$ – відносне ковзання

5. Уточнюємо передаточне число:

$$U := \frac{n_1}{n_2} \quad U = 2.04$$

6. Визначаємо швидкість паса, м/с:

$$v := \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad v = 4.22$$

7. Визначаємо міжосьову відстань, мм:

$$a_{\min} := 0.55 \cdot (D_1 + D_2) + h \quad a_{\min} = 189.65$$

де $h := 4.85$ - приймаємо по табл. 4.4:

$$a_{\max} := 2 \cdot (D_1 + D_2) \quad a_{\max} = 672$$

$$a := \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} \quad a = 430.82$$

8. Розраховуємо довжину паса, мм:

$$\ell := 2 \cdot a + \left[\frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} \right] + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \quad \ell = 1.397 \times 10^3$$

Згідно з табл. 4.4 та табл. 4.5 приймаємо: $\ell := 1400$ мм; $q_{10} := 0.45 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$

Приклад умовного позначення паса: А-1400 ДСТ 1284 – 68:

де А – тип паса; 1400 – довжина паса.

9. Визначаємо міжосьову відстань по прийнятій довжині паса, мм:

$$a := \frac{2 \cdot \ell - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{[2 \cdot \ell - \pi \cdot (D_1 + D_2)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} \quad a = 432$$

10. Найменша міжосьова відстань необхідна для одягання паса, мм:

$$a_{\min} := a - 0.013 \cdot \ell \quad a_{\min} = 414$$

11. Найбільша міжосьова відстань необхідна для компенсації розтягу паса, мм:

$$a_{\max} := a + 0.02 \cdot \ell \quad a_{\max} = 460$$

12. За табл. 2.5 приймаємо коефіцієнт динамічності і режиму навантаження:

$$C_p := 1.0$$

13. Визначаємо кут обхвату, град.:

$$\alpha := 180 - \left(\frac{D_2 - D_1}{a} \right) \cdot 57 \quad \alpha = 165$$

14. Визначаємо коефіцієнт кута обхвату:

$$C_\alpha := 1 - 0.0003 \cdot (180 - \alpha) \quad C_\alpha = 0.996$$

15. За табл. 4.7 приймаємо вихідну довжину паса, мм:

$$\ell_0 := 1400$$

16. Відносна довжина паса:

$$\frac{\ell}{\ell_0} = 1$$

17. За табл. 4.7 коефіцієнт довжини паса:

$$C_L := 1$$

18. За табл. 4.6 визначаємо вихідну потужність яка передається пасом з 10 ребрами (P_0 , кВт): при $D_{\min} = 112 \text{ мм}$ і $v = 4.22 \text{ м/с}$:

визначаємо вихідну потужність, кВт: $P_0 := 4.2$

19. По табл. 4.8 приймаємо поправку до моменту на передаточне число, Нм:

$$\Delta T_i := 0.9$$

20. Поправка до потужності, кВт:

$$\Delta P_i := 0.0001 \cdot \Delta T_i \cdot n_1 \quad \Delta P_i := 0.06$$

21. Допустима потужність на 10 ребер, кВт:

$$P_d := (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_i) \cdot C_p \quad P_d = 4.2$$

22. Число ребер:

$$z := \frac{10 \cdot P_1}{P_d} \quad z = 8.45$$

Приймаємо: $z := 9$

23. За табл. 4.9 приймаємо розміри шківа, мм:

$$P:=4.8 \quad s:=5.5 \quad \ell_t:=6.6 \quad e:=4.85 \quad r_1:=0.5 \quad r_2:=0.4 \quad \Delta:=2.4 \quad dp:=3.5 \quad x:=1.26$$

Ширина шківа, мм:

$$B := P \cdot (z - 1) + 2 \cdot s \quad B = 49.4$$

Приймаємо: $B := 50$

24. Зовнішні діаметри шківів, мм:

$$D_{H_1} := D_1 - 2 \cdot \Delta \quad D_{H_1} = 107.2$$

$$D_{H_2} := D_2 - 2 \cdot \Delta \quad D_{H_2} = 219.2$$

де Δ – прийнята за табл. 4.9.

25. Сила попереднього натягу паса, Н:

Для однозмінної роботи за табл. 2.5:

$$C_p' := 1$$

де C_p' - коефіцієнт режиму роботи для однозмінної роботи

Для однозмінної роботи за табл. 2.5 $C_p' = 1$

$$S_0 := \left(\frac{780 \cdot P_1}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p'} \right) + \frac{q_{10} \cdot z \cdot v^2}{10} \quad S_0 := 673$$

26. Сила яка діє на вали, Н:

$$Q := 2 \cdot S_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \text{deg}}{2}\right) \quad Q = 1 \times 10^3$$

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) - \text{для розрахунку без ПЕОМ}$$

де α - кут обхвату пасом ведучого шківа.

Діаметр та довжина маточини $d_c = (1.8...2) \cdot d$; $l_c = (1.5...2) \cdot d$

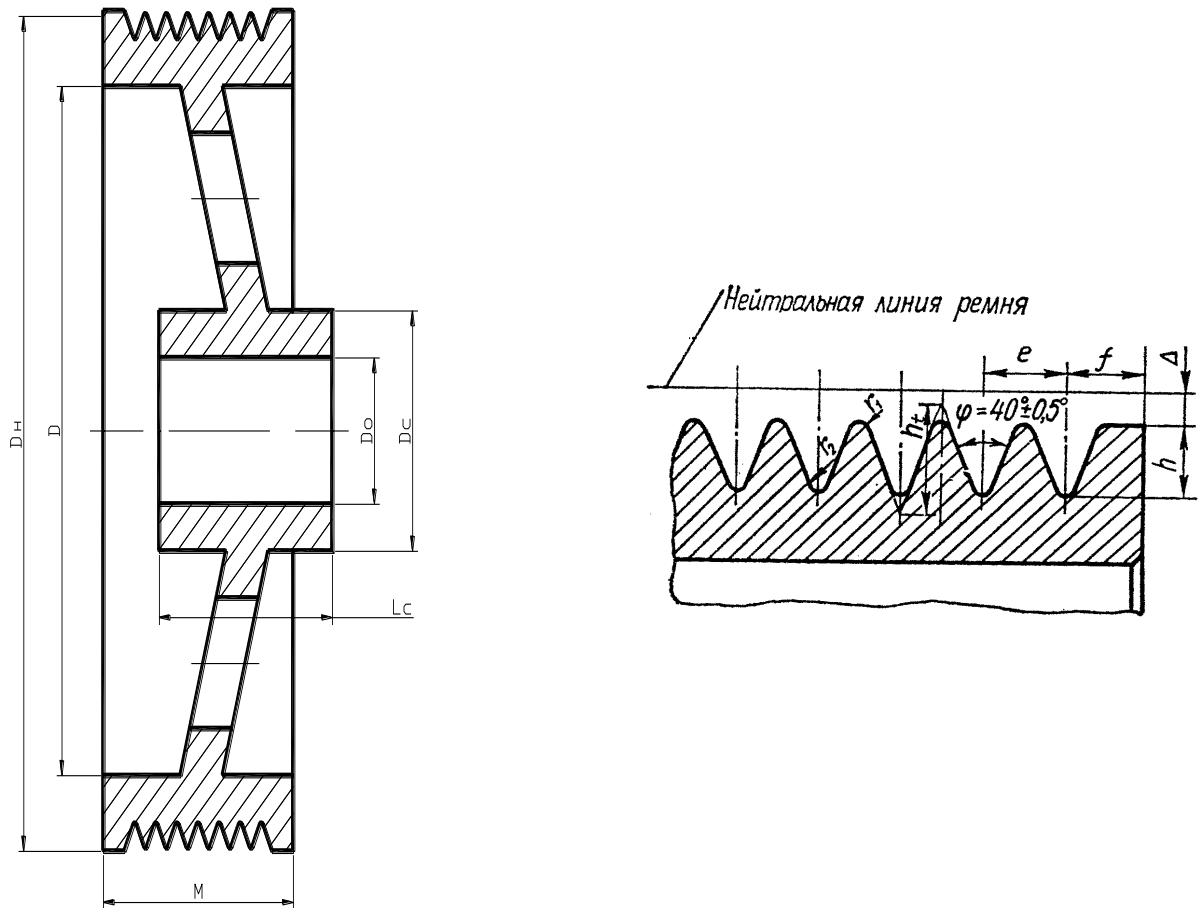


Рис. 12. Конструкція шківa поліклинопасової передачі

ДОДАТОК 4

до розрахунку поліклинової пасової передачі.

Таблиця 4.1 Переріз паса по розрахунковому T_1

Переріз паса	T_1 , Нм	$D_{\min}$, мм
К	<40	40
Л	18...400	80
М	>130	180

Таблиця 4.2 Оптимальний діаметр меншого шківa:

При $T_1 \leq 250$ Нм	$D = 30.3 \cdot \sqrt[3]{T_1}$
При $T_1 > 250$ Нм	$D = 12 \cdot \sqrt[3]{T_1}$

Таблиця 4.3 Нормалізованні значення розрахункових діаметрів, мм:

40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 124, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 335, 400, 450, 500, 560, 630, 710

Таблиця 4.4 Розміри поліклінових пасів (РТМ 38-40523-74) мм

Переріз паса	Р	Н	h	r_{1max}	r_{2max}	Гранично розрахункові довжини	Число ребер		Маса 1 м довжини паса з 10 ребрами q_{10} , кг/м
							Рекомендуєме	Допустиме	
К	2,4	4	2,35	0,1	0,4	400...2000	2...36	36	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	0,2	0,7	1250...4000	4...20	50	0,45
М	9,5	16,7	10,35	0,4	1,0	2000...4000	2...20	50	1,6

Таблиця 4.5 Розрахункові довжини пасів мм:

400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2140), 2240, 2500, 3150, 3550, 4000
--

Таблиця 4.6

Переріз паса	D ₁ меншого шківа, мм	Потужності: P ₀ (кВт) при v (м/с)							
		2	5	10	15	20	25	30	35
К l ₀ =710	40	0.65	1.40	2.40	3.2	3.7			
	45	0.70	1.55	2.7	3.6	4.3	4.9		
	50	0.76	1.65	2.9	4.0	4.8	5.3		
	56	0.80	1.80	3.1	4.3	5.2	5.9	6.2	
	63	0.85	1.90	3.4	4.6	5.2	6.4	6.8	
	71	0.88	2.00	3.6	4.9	6.0	6.9	7.4	7.6
	80	0.92	2.05	3.7	5.2	6.4	7.3	7.9	8.2
	90	0.95	2.15	3.9	5.4	6.7	7.7	8.4	
	100	0.97	2.20	4.0	5.6	6.9	8.0	8.7	
	112	1.0	2.25	4.1	5.8	7.2	8.2	9.1	
	125	1.02	2.30	4.2	6.0	7.5	8.7	9.5	
	140	1.05	2.35	4.3	6.2	7.6	8.8	9.6	

Продовження таблиці 4.6

Переріз паса	D ₁ меншого шківa, мм	P ₀ , (кВт) при v (м/с)									
		2	5	10	15	20	25	30	35		
Л <i>l₀</i> =1600	80	1.9	3.9	6.4	7.9	8.3					
	90	2.2	4.5	7.6	9.7	10.8					
	100	2.3	5.0	8.6	11.2	12.7	13.0				
	112	2.54	5.5	9.6	12.7	14.7	15.3				
	125	2.7	5.9	10.4	13.9	16.3	17.4	17			
	140	2.9	6.3	11	15	17.8	19.2	19			
	160	3.05	6.7	12	16.2	19.4	21.2	21.5	17.2		
	180	3.1	7.0	12.6	17	20.6	22.8	23.4	20		
	200	3.2	7.2	13	17.9	21.6	24	24.8	23.6		
	224	3.3	7.5	13.5	18.6	22.6	25.2	26.2			
	250	3.4	7.7	14	19.2	23.4	26.2	27.5			
	280	3.5	7.9	14.3	19.7	24	27.2	28.6			
	315	3.6	8.0	14.7	20.3	24.8	28	29.7			
	355	3.6	8.2	15	20.7	25.5	28.8	30.6			

Продовження таблиці 4.6

Переріз паса	D _I , меншого шківа, мм	P ₀ (кВт) при v (м/с)							
		2	5	10	15	20	25	30	35
M l ₀ =2240	180	7.1	14.5	24	30.2	32.8	31.8	24.2	
	200	7.7	16.3	27.7	35.8	40.3	40.4	35.4	
	224	8.5	18	31.3	41.2	47.5	49.5	46.3	37
	250	9.1	19.7	34.4	45.9	53.8	57	56	48
	280	9.7	21	37.4	50.3	59.8	65	64	58
	315	10.2	22.5	40	54.3	65	71	72	68
	355	10.7	23.7	42.4	58	70	78	80	76
	400	11	24.8	44.6	61	74	83	86	84
	450	11.5	25.7	46.5	64	78	87	92	91
	500	11.8	26.5	47.8	66	81	91	96	95
	630	12.3	28.0	50.7	70	87	98	105	105
	800	12.8	29.0	53.1	74	91	104	112	
	1000	13	29.8	54.7	76	94	108	117	

Таблиця 4.7 Значення коефіцієнта C_L

l/l_0	0.3	0.4	0.5	0.6	0.8	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	2.2	2.4	2.6
C_L	0.8	0.85	0.89	0.91	0.96	1.0	1.03	1.06	1.08	1.11	1.12	1.14	1.15	1.16

Таблиця 4.8 Поправка ΔT_i на передаточне число до моменту на швидкохідному валу

Переріз паса	ΔT_i при передаточнім числі, Н·м							
	1.03...1.07	1.08...1.13	1.14...1.2	1.21...1.3	1.31...1.4	1.41...1.6	1.61...2.39	=>2.4
К	0.1	0.2	0.3	0.44	0.5	0.55	0.6	0.7
Л	0.9	1.8	2.7	3.6	4.0	4.5	5.0	5.4
М	7	13.8	20.7	27.6	31.0	34.5	38	41.4

Таблиця 4.9 Розміри шківів для поліклінових пасів (РТМ 38-40528-74), мм

Переріз паса	Р	s	l_t	e	r_1	r_{2max}	Δ	d_p	X
К	2.4	3.5	3.3	2.35	0.3	0.2	1.0	1.6	0.62
Л	4.8	5.5	6.6	4.85	0.5	0.4	2.4	3.5	1.26
М	9.5	10.0	10.05	10.35	0.8	0.6	3.5	7.0	1.14

Література

1. И.М.Чернин, А.В.Кузьмин, Г.М.Ицкович: «Расчёты деталей машин». Издательство «Вышэйшая школа» 1978 г.
2. С.Н.Ничипорчик, М.И.Корженцевский, В.Ф.Калачёв и др: «Детали машин в примерах и задачах». Издательство «Вышэйшая школа» 1981 г.
3. Цехнович Л.И., Петриченко И.П: «Атлас конструкций редукторов»Киев. «Вища школа» 1990 г.
4. Н.Ф.Киркач, Р.А.Баласанян: «Расчёт и проектирование деталей машин» Учебное пособие в двух томах Харьков «Вища школа». 1987 г.
5. Р.А.Баласанян: «Атлас деталей машин» Харків. «Основа» 1996 р.

Навчально-методичне видання

Деталі машин

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної роботи студентів

Застосування ПЕОМ

ДО РОЗРАХУНКІВ ПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

для студентів механічних спеціальностей

Укладачі:

к.т.н., доц. Невдаха Ю.А.

к.т.н., доц. Невдаха А.Ю.

к.т.н., доц. Пирогов В.В.

к.т.н., доц. Пукалов В.В.

Підписано до друку 5.04. 2019р.

Формат А5

Папір газетний. Ум. друк. арк. Тираж прим. Зам. №

РВЛ ЦНТУ, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8

Тел. 390-541, 390-551, 559-245.