

10 ПАСОВІ ПЕРЕДАЧІ

10.1 Загальні відомості

Пасова передача складається із шківів, що розміщуються на валах розташованих на значній відстані, і гнучкої ланки (паса), що зв'язує шківів (рис. 10.1). Якщо пасова передача використовується в приводі разом з іншими передачами (наприклад, редуктором), то її слід встановлювати на швидкохідному валу приводу.

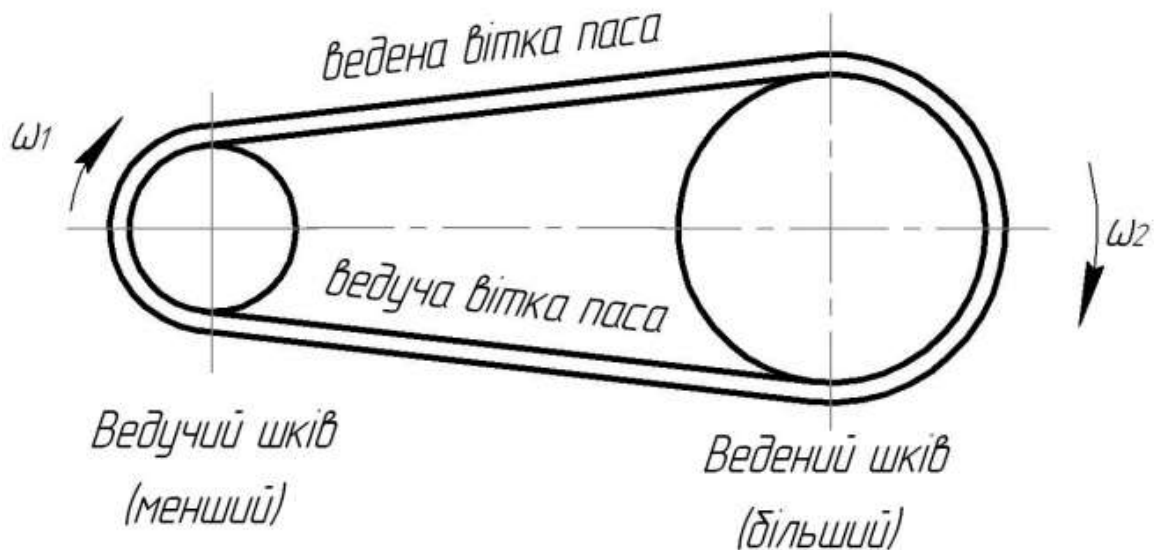


Рисунок 10.1 – Схема пасової передачі

Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів, тому не рекомендується їх використовувати в механізмах, де необхідно точно витримати задане передаточне відношення.

Для передачі корисного навантаження пасовою передачею обов'язково необхідно створити попередній натяг паса за рахунок його пружних властивостей шляхом зміни відстані між шківів або за допомогою спеціальних натяжних пристроїв.

Переваги й недоліки пасових передач представлені в табл. 10.1.

10.2 Класифікація передач

- 1 За розміщенням валів існують передачі:
 - відкрита (найбільш поширена) (рис. 10.2,а);

- перехресна (обертання валів в різні сторони) (рис. 10.2,б);
- напівперехресна (рис. 10.2,в)
- багатошківна з натяжним роликком (рис. 10.2,г).

Перехресною і напівперехресною можуть бути тільки плоскопасові передачі.

Таблиця 10.1 – Переваги й недоліки пасових передач

Переваги	Недоліки
Простота конструкції і відносно низька вартість	Порівняно великі габарити
Плавність і мала шумність роботи	Несталість передаточного відношення через ковзання паса на шківках
Можливість передачі зусилля на значну відстань (до 8...10 м) без ускладнення конструкції	Підвищене навантаження на вали і підшипники через попередній натяг паса
Понижені вимоги до точності монтажу	Мала довговічність паса (800...5000 год)
Еластичність паса, яка дозволяє пом'якшувати удари і поштовхи під час коливання навантаження	Необхідність попередження від попадання мінеральних масел на паси (особливо прогумовані) і шківки
Самозахист від перевантаження за рахунок можливості проковзування паса на шківках	Необхідність застосування натяжних пристроїв для пасової передачі

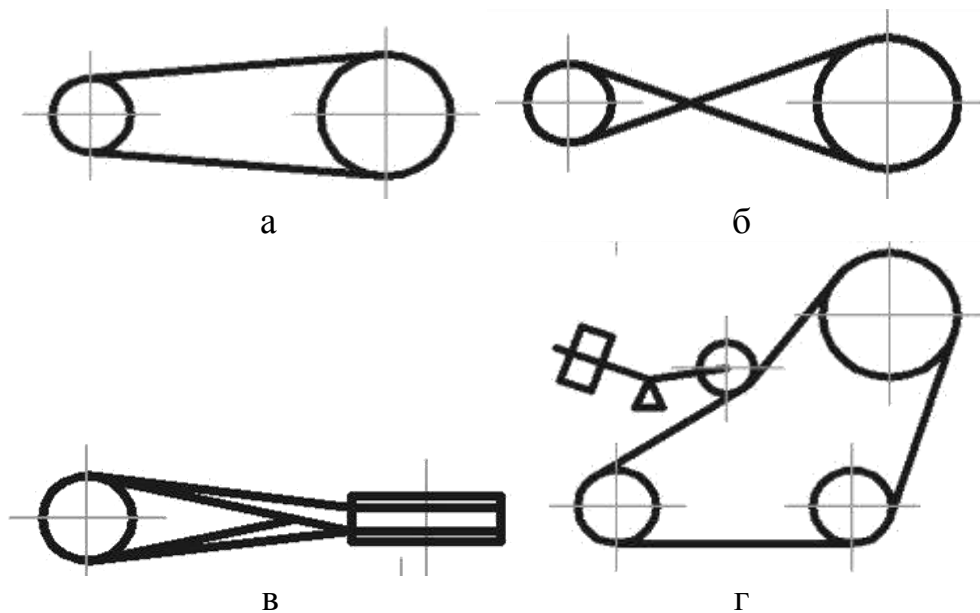


Рисунок 10.2 – Пасові передачі за розміщенням валів

2 Залежно від профілю паса розрізняють (рис. 10.3):

- плоскопасову (див. рис. 10.3,а);
- клинопасову (див. рис. 10.3,б);

- з поліклиновим пасом (див. рис. 10.3,в);
- круглопасову передачі (див. рис. 10.3,г);
- із зубчастим пасом (див. рис. 10.3,д).

Найбільш поширені клинопасові передачі. Ефект заклинювання паса в канавці шківа дозволяє передавати значно більші зусилля порівняно з плоскопасовою.

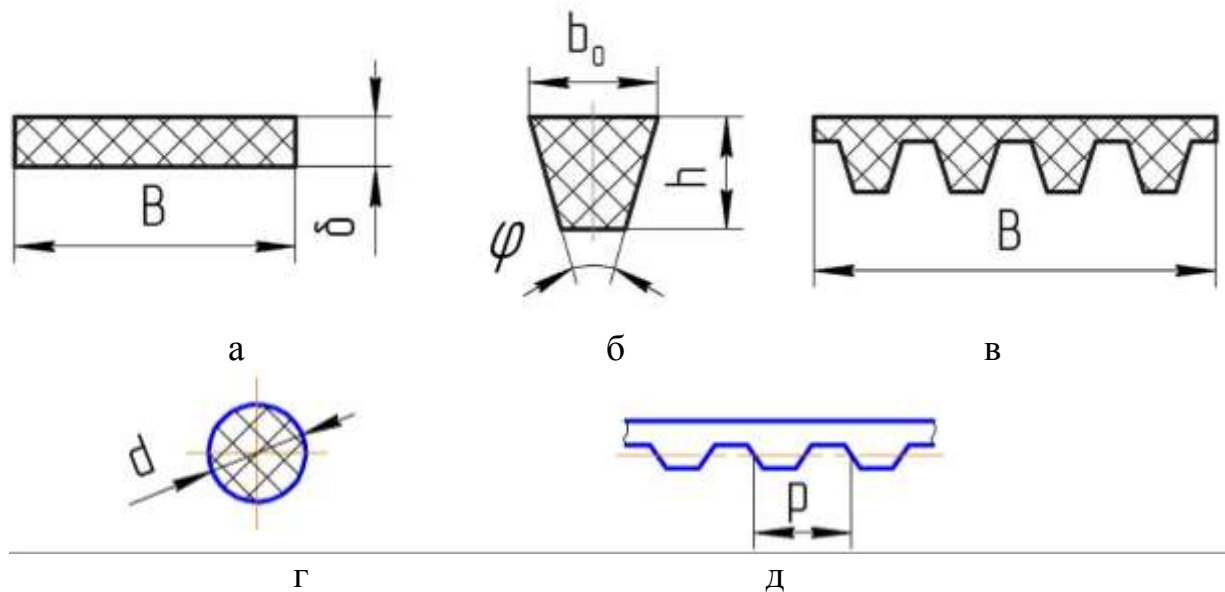


Рисунок 10.3 – Типи пасів

Передачі з поліклиновими пасами поєднують переваги передач з клиновими пасами (підвищене зчеплення зі шківами) і з плоскими (гнучкість, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі).

Передачі з круглими пасами використовують тільки для передач невеликих потужностей (прилади, домашня техніка тощо).

10.3 Деталі передачі

10.3.1 Паси

Приводні паси повинні мати достатню міцність, довговічність, гнучкість, зносостійкість, надійність зчеплення з шківами і невисоку вартість.

10.3.1.1 Плоскі паси

Плоскі паси бувають: кордшнурові (рис. 10.4,а); гумотканинні (рис. 10.4,б); нарізні паси типу А ($V \leq 30 \text{ м/с}$) (рис. 10.4,в,ж), нарізні паси типу Б пошарово завернуті ($V \leq 20 \text{ м/с}$) (рис. 10.4,г,ж) і нарізні паси типу В спірально загорнуті ($V \leq 15 \text{ м/с}$) (рис. 10.4,д,ж); бавовняні суцільно тканні, шкіряні, синтетичні.

Кордшнурові і гумовотканинні паси найбільш поширені. Вони складаються з тканинного каркаса 1 з гумовими прошарками 2 (див. рис. 10.4). Основне навантаження сприймається тканиною, а гума забезпечує роботу паса як єдиного цілого, захищає тканину від пошкоджень і підвищує коефіцієнт тертя паса зі шківом. Розміри перерізу паса (див. рис. 10.3,а): b – ширина паса; δ – товщина паса.

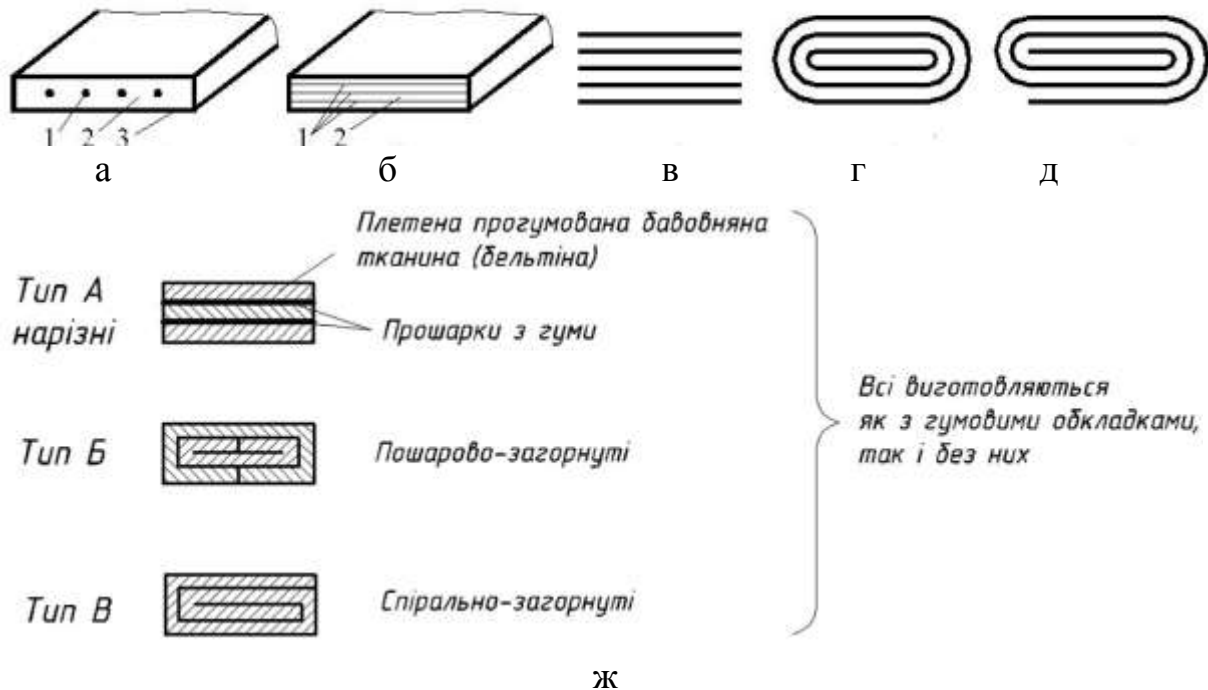


Рисунок 10.4 – Види кордшнурових і гумотканинних ременів

Гумотканинні паси мають гарну тягову здатність, міцність, еластичність, малочутливі до вологи і коливань температури, однак не стійкі до нафтопродуктів. Гумотканинні паси допускають швидкість до 30 м/с.

Шкіряні паси серед плоских пасів мають найбільшу тягову здатність і еластичність. Вони добре працюють при змінних і ударних навантаженнях, на шківах малих діаметрів і більших швидкостях (до 45 м/с). Через дефіцитність і високу вартість застосування шкіряних пасів вельми обмежене.

Бавовняні паси дорогі, але добре протистоять вогкості і впливу хімічних речовин. Вони добре працюють при нерівномірних і ударних навантаженнях та допускають швидкості до 30 м/с.

Синтетичні плоскі ремені складаються з капронової або лавсанової тканини, просоченою поліамідними розчинами і покритою фрикційною поліамідною плівкою. Дуже перспективні плоскі паси з синтетичних матеріалів, які мають статичну міцність, еластичність і довговічність. Швидкість паса досягає 100 м/с, передана потужність – до 1000 кВт.

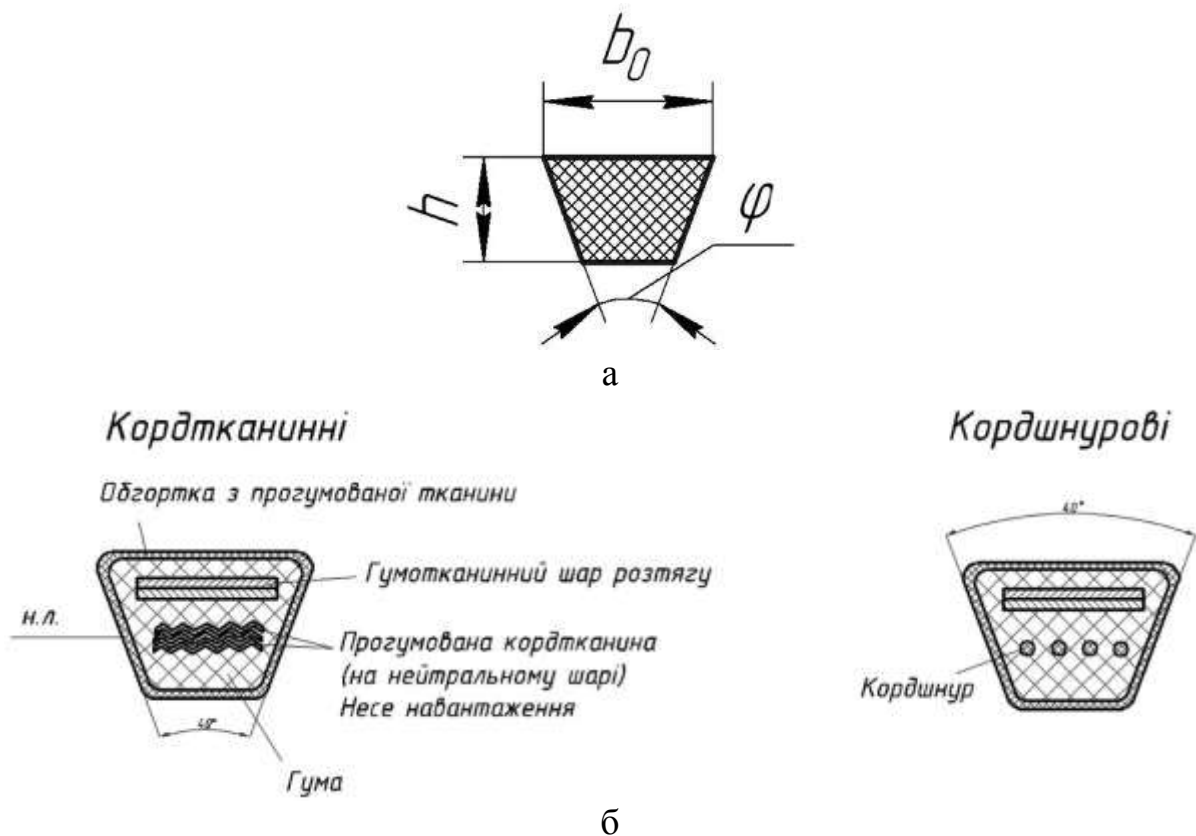
Плівкові паси малої товщини (0,4...1,2 мм) працюють при швидкостях 100 м/с на шківках малих діаметрів. Тягову здатність плівкових пасів підвищують за рахунок спеціальних плівкових покриттів.

ККД передач плоским пасом становить (0,93...0,98). Передаточне відношення відкритої передачі $u \leq 5$.

10.3.1.2 Клинові паси

Клинопасова передача застосовується у вигляді відкритої передачі і працює з одним або декількома пасами.

Клинові паси – це безкінечні паси з перерізом у вигляді трапеції з робочими боковими сторонами і кутом клину $\varphi \cong 40^\circ$ (рис. 10.5,а). Завдяки клиновій дії ці паси мають підвищену силу зчеплення зі шківками, що дозволяє за однакового навантаження одержати передачу з меншими габаритами і з меншим натягом паса.



а – розрахункова схема; б – конструкція клинових пасів

Рисунок 10.5 – Перерізи клинових пасів:

Стандарт передбачає 7 перерізів клинових пасів нормального перерізу (рис. 10.6): О, А, Б, В, Г, Д, Е (відповідне позначення ISO: Z, А, В, С, D,

Е, ЕО). За галузевим стандартом випускають вузькі паси 4 перерізів: УО, УА, УБ, УВ (позначення ISO: SPZ, SPA, SPB, SPC).

Залежно від будови несучого шару (корду) клинові паси нормально-го перерізу виготовляють двох типів: кордтканинні (див. рис. 10.5,б) і кордшнурові (див. рис. 10.5,в). У кордтканинних пасах корд складається із декількох шарів віскозної, капронової чи лавсанової тканини. У кордшнурових пасах корд складається із одного ряду кручених анідних шнурів. Такі паси порівняно з кордтканинними мають більшу гнучкість і можуть використовуватися за менших діаметрів шківів і більших швидкостей, але вони мають меншу довговічність.

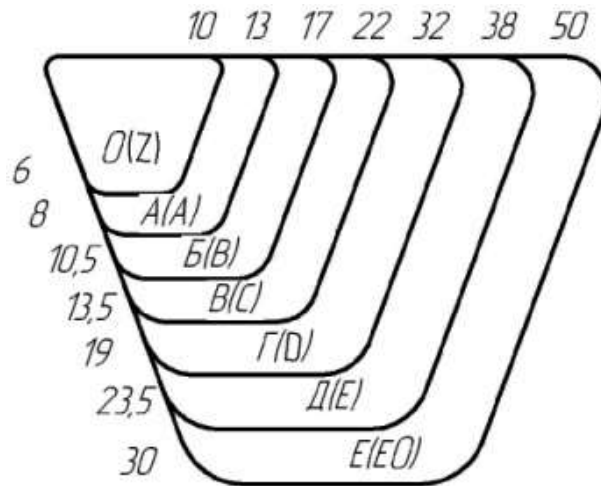


Рисунок 10.6 – Розміри стандартних пасів нормального перерізу (мм)

Клинові вузькі паси мають більшу тягову здатність і довговічність, ніж паси нормального перерізу і поступово витісняють останні, особливо в автомобілях і сільськогосподарських машинах.

Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами. Розрахункові довжини пасів виміряють за нейтральним шаром у натягнутому стані.

У разі збільшення кількості пасів у комплекті важко одержати їх рівномірне навантаження через неминучі похибки розмірів пасів і канавок шківів, тому не рекомендується кількість пасів в комплекті брати більше восьми (практично шести). У разі виходу із ладу одного паса необхідно міняти весь комплект.

10.3.1.3 Поліклинові паси

Поліклинові паси – безкінечні плоскі паси з повздовжніми виступами (ребрами) на внутрішній поверхні (рис. 10.7). Кількість клинових ребер може бути від 2 до 36.

У плоскій частині поліклинових пасів розміщується високоміцний шнуровий корд із віскози, скловолокна або лавсану і декілька шарів діагонально змотаної тканини, що надає пасу більшу поперечну гнучкість.



Рисунок 10.7 – Переріз поліклинового пасу

Поліклинові паси поєднують переваги клинових (високу тягову здатність) і плоских (гнучкість) пасів, що дає змогу проектувати малогабаритні передачі. Мала висота перерізу порівняно з клиновими пасами нормального перерізу сприяє зниженню рівня згинальних і крутильних коливань в агрегатах. Поліклинові паси особливо чутливі до непаралельності валів і осьового зміщення, оскільки це порушує нормальний контакт пасу зі шківом. Рекомендується, щоб у передачах з цими пасами непаралельність валів не перевищувала $20'$, а осьове зміщення робочих поверхонь шківів – $15'$.

Поліклинові паси випускають трьох поперечних перерізів: К, Л, М, кожен з яких має свої розміри і кількість ребер. Пас з перерізом К замінює клинові паси О і А, з перерізом Л: Б і В, а з перерізом М: В, Г, Д і Е.

Круглі паси використовують для передачі невеликих навантажень, зазвичай, у приладах. Виготовляються із шкіри, бельтінгу, бавовни, капрону.

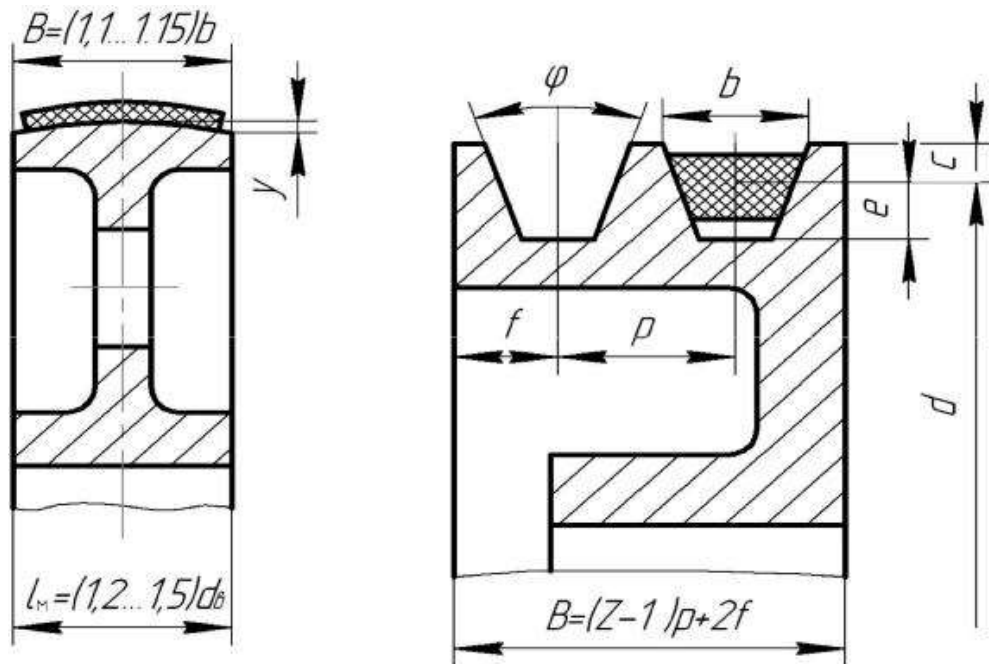
У клинопасових передачах із шківом малих діаметрів використовують клинові зубчасті паси.

10.3.2 Шків

Матеріал шківів і спосіб їх виготовлення залежить від колової швидкості: при $V \leq 30 \text{ м/с}$ – шків виготовляється литим із чавуну СЧ 10 і СЧ 15, за більших швидкостей використовують сталі литі або зварні шків. Шків можуть виготовлятися також із алюмінієвих сплавів і текстоліту, оскільки шків із цих матеріалів має меншу масу порівняно зі сталевими і чавунними, то їх раціонально використовувати у швидкісних пасових передачах.

Форма робочої поверхні ободу залежить від форми поперечного перерізу пасу. У шківів плоскопасових передач це може бути гладка цилінд-

рична, випукла (рис. 10.8,а) (для забезпечення центрування паса) або циліндрична з краями у формі конуса поверхня.



а – плоскостасової передачі; б – клинопасової

Рисунок 10.8 – Конструкції шківів

Для шківів клинопасових передач робочими є бокові сторони клинових канавок, розміри і кількість яких вибираються залежно від вибраного перерізу паса (рис. 10.8,б). У разі обгинання шківів кут клину клинового паса змінюється порівняно з початковим ($\varphi \cong 40^\circ$), причому ця зміна тим більша, чим менший діаметр шківів. Для забезпечення правильного контакту паса зі шківом кут канавки вибирається згідно зі стандартом залежно від діаметра шківів в межах $34...40^\circ$.

10.3.3 Основні геометричні параметри передачі

Загальна схема передачі зображена на рис. 10.9. Основні елементи пасової передачі (див. рис. 10.9): 1 – ведучий шків; 2 – приводний пас; 3 – ведений шків; 4 – натяжний пристрій для забезпечення початкового натягу паса та створення сили тертя між ним і шківом; *вч* – ведуча (робоча) вітка паса; *вн* – ведена (холоста) вітка.

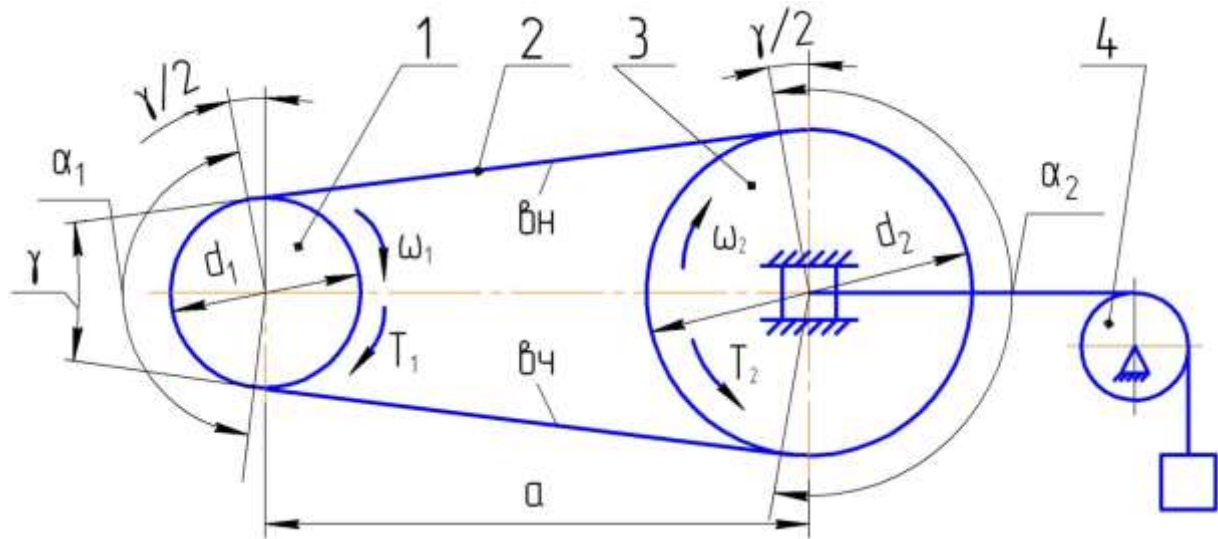


Рисунок 10.9 – Схема пасової передачі

Основні параметри передачі (див. рис. 10.9):

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів;

a – міжосьова відстань;

γ – кут між вітками;

α_1 – кут обхвату ведучого шківа ($\alpha_1 = 180^\circ - \gamma$);

α_2 – кут обхвату веденого шківа ($\alpha_2 = 180^\circ + \gamma$);

L – довжина паса;

ω_1, ω_2 – кутові швидкості шківів;

T_1, T_2 – обертальні моменти на шківках (відповідно рушійний та опору).

10.4 Сили і напруження у вітках пасових передач

Розглянемо сили, що діють у вітках паса, роботу паса на шківках і напруження в ньому. Згідно із цим виявлятимуться причини і види відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач.

Для визначення сил у вітках паса розглянемо три характерних моменти (рис. 10.10).

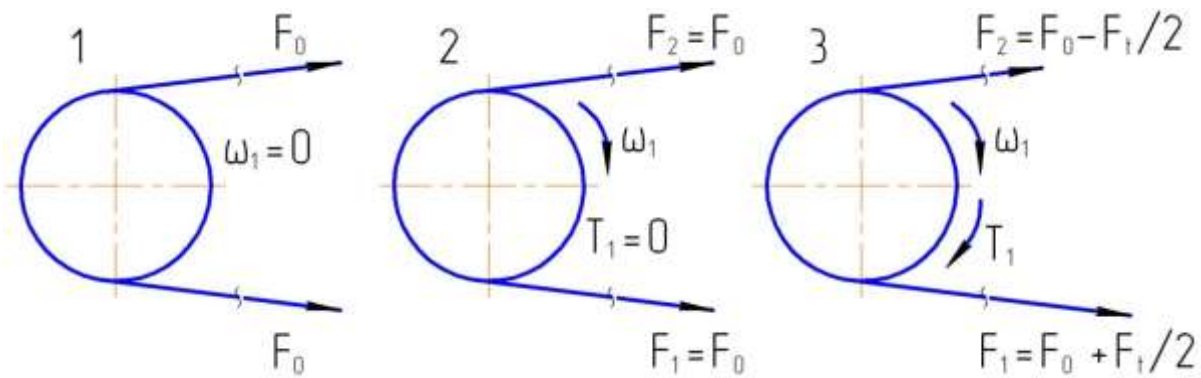


Рисунок 10.10 – Сили у вітках паса

У першому випадку $\omega_1 = 0$ (передача нерухома) – обидві вітки мають однаковий попередній натяг, який дорівнює F_0 .

У другому випадку $\omega_1 \neq 0$, $T_1 = 0$ (холоста робота передачі) – нехтуючи дією відцентрових сил і сил тертя, можна припустити, що сила натягу (розтягу) ведучої вітки паса F_1 дорівнює і силі натягу веденої вітки F_2 , і силі попереднього натягу вітки F_0 ($F_1 = F_2 = F_0$);

У третьому випадку $\omega_1 \neq 0$, $T_1 \neq 0$ (робочий режим) – для якого $F_1 > F_2$.

Установимо зв'язок між силами F_1 , F_2 і параметрами передачі. Скориставшись умовою рівноваги шківів і враховуючи, що розрахункова коло-ва сила на шківів $F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1}$, одержимо

$$F_1 - F_2 = F_t. \quad (10.1)$$

Зважаючи на те, що

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + 0,5 \cdot F_t, \\ F_2 &= F_0 - 0,5 \cdot F_t \end{aligned} \quad (10.2)$$

маємо

$$F_1 + F_2 = 2 \cdot F_0. \quad (10.3)$$

Як бачимо, сила, яка діє на пас, змінна. З іншого боку, зв'язок між F_1 , і F_2 установлюється формулою Ейлера

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \beta}, \quad (10.4)$$

де e – основа натуральних логарифмів;

f – коефіцієнт тертя між пасом і шківом (для клинопасових передач це зведений коефіцієнт тертя);

β – кут ковзання.

Крім розглянутих сил, пас навантажується від дії відцентрових сил F_V

$$F_V = q \cdot V^2, \quad (10.5)$$

де q – маса 1м паса;

V – швидкість паса.

Сили натягу віток паса передаються на вали та опори. Рівнодійна сила, що діє на вал шківа

$$Q = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \gamma} \cong 2 \cdot F_0 \cdot \cos \gamma \cong 2 \cdot F_0 \cdot \sin \left(\frac{\alpha_1}{2} \right). \quad (10.6)$$

Звичайно Q у 2...3 рази більше колової сили F_t – це недолік пасової передачі.

Пас зазнає деформації розтягу по всій своїй довжині та згину на шківах.

Напруження розтягу відповідно ведучої та веденої віток від дії сил F_1 і F_2

$$\sigma_{p1} = \frac{F_1}{A}, \quad \sigma_{p2} = \frac{F_2}{A}, \quad (10.7)$$

де A – площа поперечного перерізу паса.

Напруження розтягу від дії сили F_V

$$\sigma_V = \frac{F_V}{A}. \quad (10.8)$$

Якщо $V \leq 20 \text{ м/с}$ – σ_V можна не враховувати.

Напруження згину відповідно на ведучому і веденому шківах

$$\sigma_{z1} = \frac{E \cdot \delta}{d_1}, \quad \sigma_{z2} = \frac{E \cdot \delta}{d_2}, \quad (10.9)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса;

δ – товщина паса;

d_1, d_2 – діаметри ведучого і веденого шківів.

Оскільки $F_1 > F_2$, $d_1 < d_2$, то $\sigma_{p1} < \sigma_{p2}$, а $\sigma_{z1} > \sigma_{z2}$.

Сумарні напруження в пасі

$$\sigma_{\Sigma} < \sigma_p + \sigma_{z2} + \sigma_v.$$

На рис. 10.11 зображена епюра сумарних напружень. З епюри випливає, що діючі в пасі напруження змінні і це зумовлює втомні руйнування паса. Найнапруженішим є переріз, який збігається з точкою 1 – тут робоча вітка набігає на ведучий шків. Максимальні напруження в цьому перерізі

$$\sigma_{max} = \sigma_{p1} + \sigma_{z1} + \sigma_v. \quad (10.10)$$

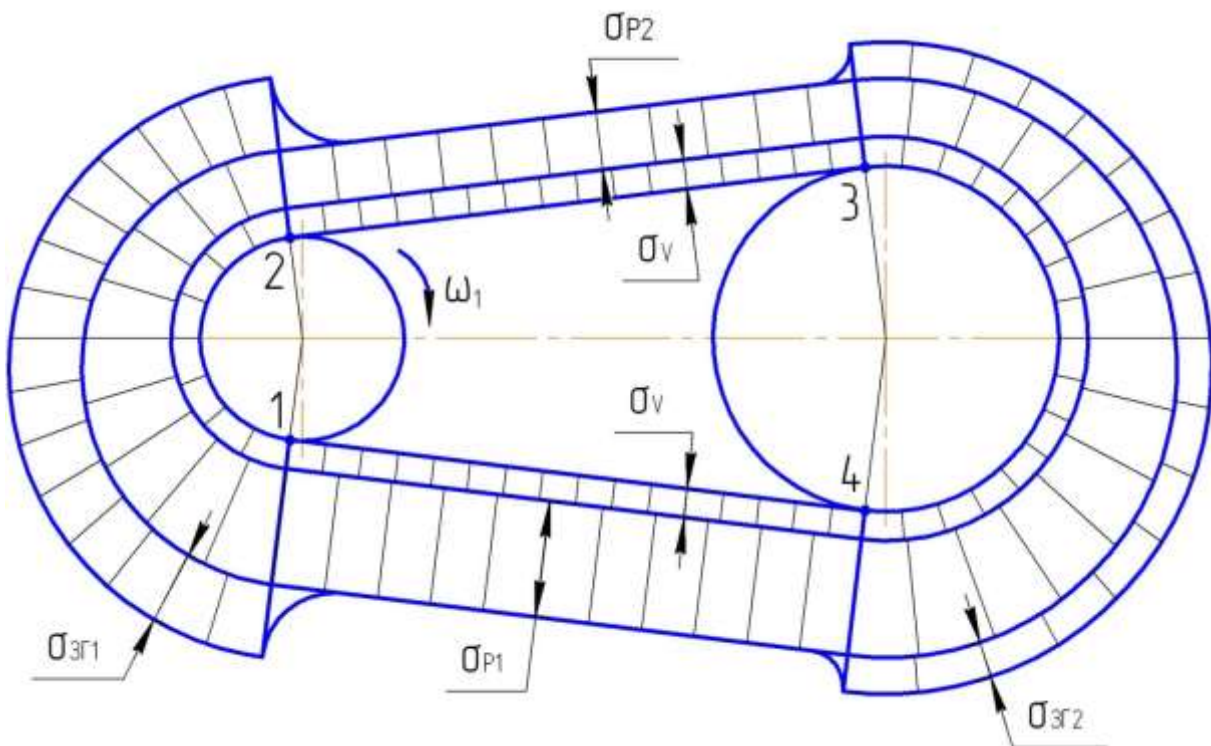


Рисунок 10.11 – Епюри напружень у пасі

10.5 Особливості кінематики пасових передач

У пасових передачах завжди має місце пружне ковзання паса по шківах, а за певних умов – буксування. Внаслідок неминучого пружного ковзання колова швидкість V_2 на веденому шківі менше колової швидкості V_1 на ведучому ($V_1 > V_2$).

Швидкість паса на ведучому шківі спадає від V_1 до V_2 , а на веденому – зростає від V_2 до V_1 . При цьому повна дуга обхвату пасом шківів складається із двох ділянок – дуги спокою і дуги (визначається кутом β) пружного ковзання. Від співвідношення дуг пружного ковзання і спокою залежить запас сил тертя на шківі, який характеризує надійність відсутності буксування паса. При частковому буксуванні пас проковзує по шківу, при повному буксуванні пас і ведений шків зупиняються. Це аварійний режим роботи. При частих буксуваннях паси перегріваються і швидко зношуються.

Величину ε називають коефіцієнтом пружного ковзання

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1}, \quad (10.11)$$

де $V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000}$, $V_2 = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60000}$ – колові швидкості на шківів.

Тоді передаточне число пасової передачі

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}. \quad (10.12)$$

Передаточні числа пасових передач, як правило, не перевищують $u \leq 4 \dots 5$.

10.6 Криві ковзання. Коефіцієнт тяги і ККД передачі

Коефіцієнт тяги φ являє собою відносне навантаження. Коефіцієнт φ дозволяє судити про те, яка частина попереднього натягу паса F_0 використовується корисно для передачі навантаження F_t , тобто φ характеризує міру завантаженості передачі.

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} < 1. \quad (10.13)$$

Графіки залежності $\varepsilon = f(\varphi)$ називають кривими ковзання (рис. 10.12). Їх одержують експериментально: при сталому натягу F_0 поступово підвищують корисне навантаження F_t і вимірюють ε . До деякого значення $\varphi = \varphi_{кр}$ (критичне значення) практично зберігається лінійна залежність ε від φ . Подальше збільшення навантаження приводить спочат-

ку до часткового, а при граничному значенні коефіцієнта тяги φ_{max} до повного буксування передачі. У зоні між $\varphi_{кр}$ і φ_{max} наявне як пружне ковзання, так і буксування. Відношення $\varphi_{max}/\varphi_{кр}$ характеризує розмір зони часткового буксування і, таким чином, здатність передачі до перевантаження.

ККД передачі теж зростає до $\varphi_{кр}$, досягає при ньому максимального значення, а потім різко зменшується в зоні часткового буксування у зв'язку зі зростанням витрат енергії на тертя. Звідси випливає, що заштрихована зона відповідає оптимальним значенням параметрів пасової передачі.

За значенням φ роблять висновки про міцність зчеплення паса зі шківами або, іншими словами, про тягову здатність передачі. У зв'язку з викладеним можна сформулювати шляхи підвищення тягової здатності пасових передач. Для цього скористаємося виразом

$$\varphi = \frac{(e^{f \cdot \beta} - 1)}{(e^{f \cdot \beta} + 1)}. \quad (10.14)$$

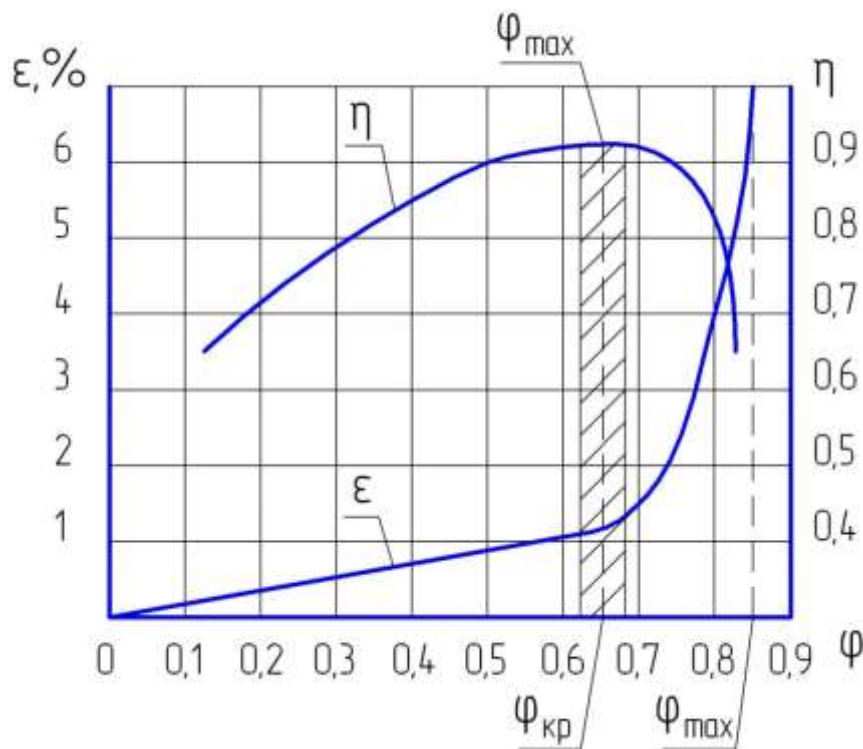


Рисунок 10.12 – Криві ковзання ($\varepsilon = f(\varphi)$) і ККД ($\eta = f(\varphi)$)

Звідси випливає, що φ можна підвищити завдяки:

1. Збільшенню коефіцієнта тертя f вибором відповідного матеріалу паса.
- 2 Збільшенню кута ковзання β , тобто кута α_1 за рахунок:
 - зменшення передаточного числа u при заданому a ;
 - збільшення a при заданому u ;

- установленням натяжного ролика поблизу ведучого шківа на веденій (з меншим натягом) вітці.

Для плоскопасових передач $\alpha_1 \geq 150^\circ$, для клинопасових – $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

У приводах із швидкісними двигунами пасова передача встановлюється до редуктора.

10.7 Види і причини відмов, критерії працездатності та розрахунку пасових передач

На практиці мають місце такі види відмов:

- 1) порушення тягової здатності – буксування;
- 2) утомні руйнування паса через змінні напруження в ньому, причому істотно впливають напруження згину.

Головними критеріями працездатності пасових передач є тягова здатність та опір утоми паса. Тому пасові передачі розраховують на тягову здатність і довговічність паса.

Тягова здатність передачі характеризується значенням максимально допустимої колової сили F_t або напруження σ_t .

Довговічність паса залежить не тільки від значення напружень, а також і від характеру та частоти зміни цих напружень (насамперед від напружень згину σ_{32}). Частота циклу напружень дорівнює частоті пробігів паса

$$i = \frac{V}{L}, \quad (10.15)$$

де V – колова швидкість паса;

L – довжина паса.

Чим більше i , тим менше довговічність паса. Тому частоту пробігів обмежують (для клинових пасів $[i] = 15 \dots 20 \text{ c}^{-1}$).

Перелік посилань на рекомендовану літературу

Назва теми для опрацювання	Посилання
1 Пасові передачі. Загальні характеристики пасових передач	[1, с. 267–269; 2, с. 393–398; 3, с. 222–225]
2 Пружне ковзання й кінематичні характеристики. Коефіцієнт тяги	[1, с. 276–278; 2, с. 398–406; 3, с. 233–245]
3 Розрахунки пасових передач	[1, с. 269–282; 2, с. 404–408; 3, с. 243–250; 4, с. 127–132]

Контрольні запитання

- 1 Пасові передачі – принцип дії, типи пасів. Які паси найпоширеніші?
- 2 Переваги й недоліки пасових передач, області їх застосування.
- 3 Перелічіть основні типи приводних пасів, опишіть конструкцію й матеріали для їх виготовлення.
- 4 Як пов'язані сила натягу віток пасу й корисне навантаження з попереднім натягом пасу?
- 5 Сили в вітках пасу. Як їх розраховують?
- 6 Напруження у пасі. Запишіть формули для визначення напружень у поперечних перерізах віток пасу. У якому перетині пасу діють максимальні напруження?
- 7 Які напруження і як впливають на працездатність передачі й довговічність пасу?
- 8 Чому в пасових передачах обмежують відношення діаметра меншого шківів до товщини пасу?
- 9 Які види ковзання спостерігаються в пасовій передачі? Від чого залежить відносно пружне ковзання і як воно впливає на передаточне число передачі?
- 10 Дайте визначення коефіцієнта тяги пасової передачі.
- 11 Чому клинові паси здатні передати більші навантаження чим плоскі?
- 12 Які переваги мають зубчасті пасові передачі в порівнянні зі звичайними?