

# 26 Пасові передачі, будова, робота, область застосування, класифікація пасових передач.

(тема 3.4)

## План

1. Будова пасових передач
2. Робота пасових передач
3. Область застосування пасових передач
4. Класифікація пасових передач
5. Деталі пасових передач

### Пасові передачі

Пасові передачі складаються із паса, ведучого і веденого шківів та пристроїв для натягу паса. Вони служать для передачі енергії на значні відстані - до 15 метрів. Широке застосування пасові передачі

отримали в допоміжних механізмах та в сільськогосподарських машинах.

### Класифікація пасових передач

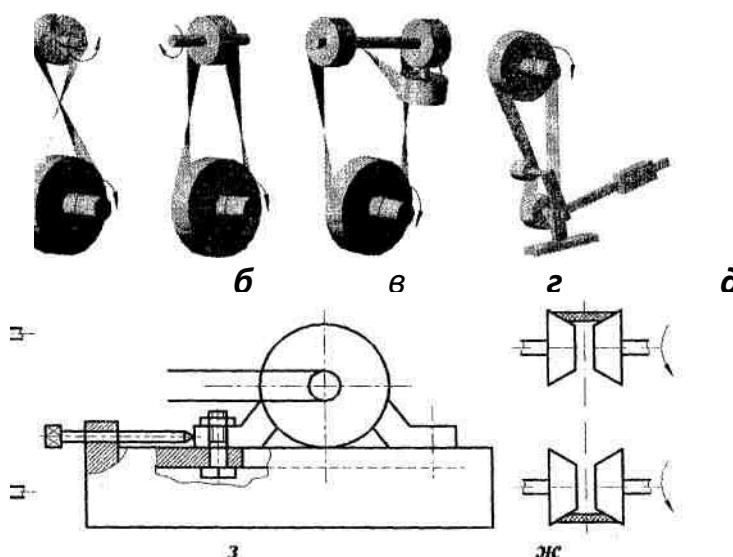
Пасові передачі класифікуються за наступними ознаками:

За взаємним розташуванням осей валів: з паралельними осями (рис. 4.1, а, б, д) \ кутові - осі валів пересікаються (рис. 4.1, в), з мимобіжними осями (рис. 4.1, г).

За формою перерізу паса: плосkopасові (рис. 4.2, а), клино-пасові (рис. 4.2, б), зубчасті (рис. 4.2, д).

За напрямком обертання шківів: з однаковим напрямком (рис. 4.1, а, д), з протилежним напрямком (рис. 4.1, б).

За методом натягу паса: прості (рис. 4.1, є, ж), з натяжним роликом (рис. 4.1, д), з натяжним пристроєм (рис. 4.1, з).



За конструкцією шківів: з однорядними шківками (рис. 4.1, а - д), ступінчатими шківками (рис. 4.1, е), з конусними шківками (рис. 4.1, ж).

### **. Паси**

За профілем пасів пасові передачі діляться на плоско-, клино-, поліклинові і круглорасові.

**Плоскі паси** виготовляють із шкіри, бавовняної, шерстяної або синтетичної тканини; плівкові; гумотканинні. Останні найбільш поширені і бувають трьох типів: А - нарізними, Б - шарово загорнутими, В -- спіральнo загорнутими (рис. 4.2, а).

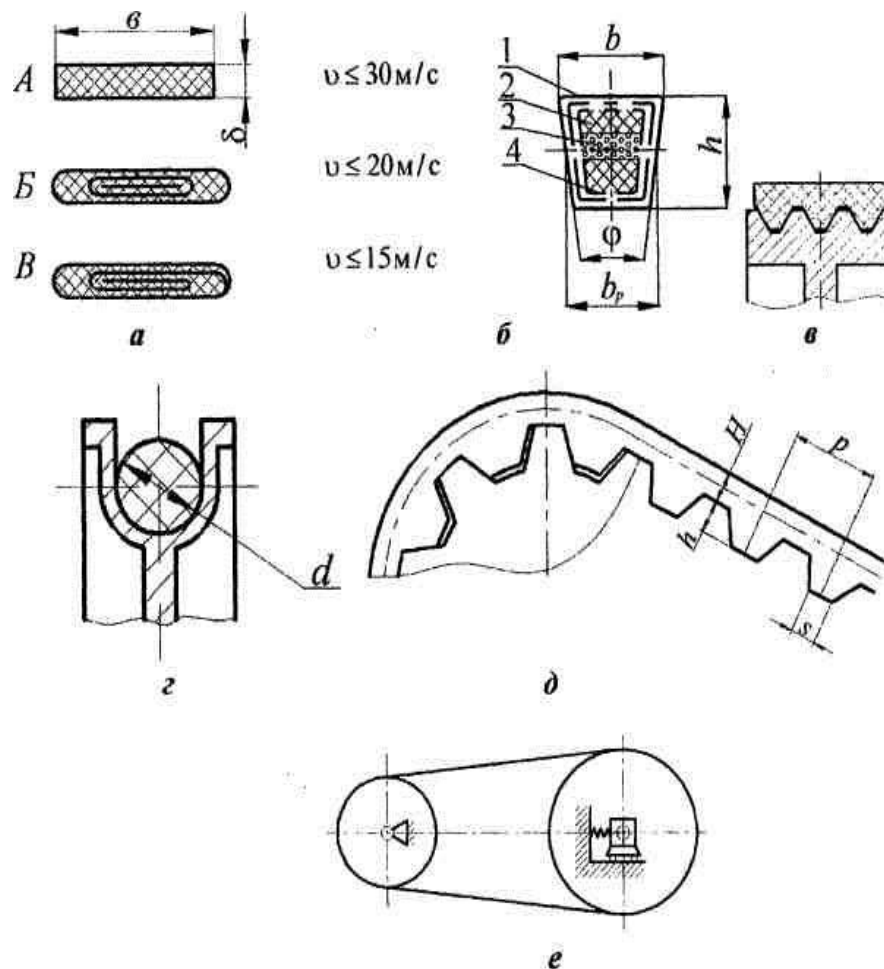


Рис. 4.2

Товщину пасу вибирають за співвідношенням  $\delta = \frac{d_1}{k_\delta}$ , де  $k_\delta$

коефіцієнт товщини пасу ( $k_\delta = 25$  - шкіряний,  $k_\delta = 40$  - гумотканинний,  $k_\delta = 50 \dots 100$  - плівковий);  $d_1$  - діаметр ведучого шківка.

**Клинові паси.** На рис. 4.2, б показано переріз клинового пасу: 1 - гумотканинна обкладинка; 2 - шар розтягу; 3 - армований шар; 4 - шар стискання;  $\phi$  - кут профілю ( $32^\circ, 34^\circ, 36^\circ, 40^\circ$ ).

Паси нормального перерізу  $\frac{b}{h} \approx 1,6... 1,7$ .

O, A, B, B, Г, Д, Е - за вітчизняним стандартом.

Z, A, B, C, D - за стандартом ISO.

Паси вузькі при  $\frac{b}{h} \approx 1,2... 1,3$ .

УО, УА, УБ, УВ - за вітчизняним стандартом.

SPZ, SPA, SPB, SPC - ISO.

Ці паси досить перспективні, оскільки передають потужність в 1,5...2 рази більшу, ніж нормальні і при значно більших швидкостях.

*Поліклинові паси* (рис. 4.2, в) з поздовжніми клиновими виступами мають перевагу перед клиновими: однорідність натягу, більше передаточне число  $u \leq 10$  та швидкість  $v \leq 40$  м/с.

*Круглі паси* (рис. 4.2, г) виготовляють з гуми, шкіри, капрону, сталюї спіралі тощо. Область застосування: прилади, кіноапаратура.

### Геометричні параметри пасових передач

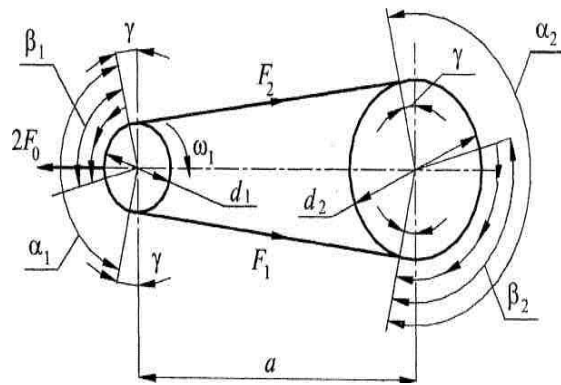


рис 4.3

Міжосьова відстань:

-  $a = 2(d_1 + d_2)$  - для плоскостасової передачі; (4.11)

-  $a = 0,55(d_1 + d_2) + h$  - для клинопасової передачі; (4.12)

-  $a = 2(d_1 + d_2)$  - максимальна для клинової передачі; (4.13)

-  $a = \frac{1,5d_2}{\sqrt[3]{u}}$  - оптимальна для клинової передачі. (4.14)

Діаметри шківів:

для плоскостасової передачі  $d_1 \approx (52...64)\sqrt{T_1}$ ; (4.15)

для клинопасової передачі - за моментом на веденому валу  $T_2$  за стандартом вибирають профіль паса, площу його поперечного

перерізу і діаметр ведучого шківa  $d_1$ , тоді  $d_2 = d_1 u$  та приводять до стандартного значення.

Кути охоплення:  $\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma$ ,  $\alpha_2 = 180^\circ + 2\gamma$ ; (4.16)

$$\gamma = \arcsin \frac{d_2 - d_1}{2a} \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ рад}; \quad \gamma = \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ \text{ град.}$$

Довжина паса:

$$l_p = 2a \cdot \cos \gamma + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \gamma(d_2 - d_1). \quad (4.17)$$

### **Кінематика пасових передач**

Передаточне число:

$$u = \frac{\omega_{вх}}{\omega_{вих}} = \frac{n_{вх}}{n_{вих}} = (2...7). \quad \text{Рекомендовано } u = 2...5.$$

Оскільки пасові передачі - це фрикційні передачі, то внаслідок перерозподілу зусиль у ведучій і веденій вітках на шківу відбувається ковзання паса на кутах охоплення  $\beta_1$  і  $\beta_2$  (рис. 4.3), тобто:

$$v_2 > v_1, \quad v_2 = v_1(1 - \xi), \quad (4.18)$$

де  $\xi$  – коефіцієнт ковзання,  $\xi = 0,01...0,02$ .

Виходячи з цього, можна записати:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (4.19)$$

### **Силкові параметри пасових передач**

Тиск на опори від натягу паса:

$$F_\theta = 2F_0 \cos \gamma. \quad (4.20)$$

Тягове зусилля:

$$F_t = F_1 - F_2 = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (4.21)$$

Формула Ейлера:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha}, \quad (4.22)$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя;

$\alpha$  - кут охоплення пасом меншого шківa. Сумісний розв'язок рівнянь (4.21) і (4.22) дає:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}. \quad (4.23)$$

Напруження в пасі:

$$\sigma_{\max} = \sigma_p + \sigma_{зг} + \sigma_{вц}, \quad (4.24)$$

де  $\sigma_p$  - напруження розтягу;

$\sigma_{зг}$  - напруження згину;

$\sigma_{вц}$  - напруження від відцентрових сил.

$$\sigma_p = \frac{\sigma_k e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (4.25)$$

де  $\sigma_k$  - корисні напруження.

$$\sigma_{зг} = \frac{E\delta}{d_1}, \quad (4.26)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу.

$$\sigma_{вц} = 10^{-6} \rho_n v_1^2, \quad (4.27)$$

де  $\rho_n = 1300 \text{ кг/м}^3$  - густина матеріалу паса.

#### Розрахунок пасових передач по тяговій здатності

Такий розрахунок базується на експериментальних даних, які установлюють зв'язок між корисними напруженнями  $\sigma_k$  і коефіцієн-

том ковзання  $\zeta$ .

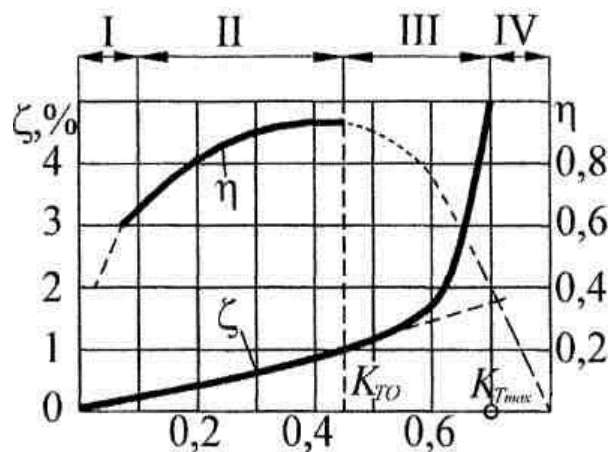


Рис. 4.4

I - зона холостого ходу;

II - зона пружного ковзання;

зона часткового буксування;

зона повного буксування.

$$\frac{\sigma_n}{\sigma_0} = \frac{\sigma_n}{2\sigma_0} \quad (4.28)$$

КОВЗАННЯ:

$$\xi = \frac{v_1 - v_2}{v_1} \cdot 100\% \quad (4.29)$$

Коефіцієнт тяги:

Робоче навантаження рекомендується вибирати в районі критичного значення  $K_{TO}$  і зліва від нього. Цьому значенню відпові-

дає  $\eta_{\max}$  (рис. 4.4). Робота в зоні буксування допускається лише при

короткочасних перевантаженнях, наприклад, при пусках.

Корисні напруження в зоні критичного коефіцієнта тяги

$$\sigma_{KO} = K_{TO} 2\sigma_0, \quad (4.30)$$

де  $K_{TO} = 0,4 \dots 0,6$  - для плоскопасових передач;

$K_{TO} = 0,7 \dots 0,9$  - для клинопасових передач.

Для переходу до реальних передач вводять поправочні коефіцієнти, які враховують відхилення:

$K_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha)$  - відхилення кута охоплення;

$K_v = 1,04 - 0,0004v^2$  - відхилення від швидкості;

$K_\pi$  - конструктивний коефіцієнт;

$K_p$  - коефіцієнт режиму роботи,  $K_p = 1 \dots 1,7$ ;

$$[\sigma_K] = \sigma_{KO} \frac{K_\alpha K_v K_\pi}{K_p} \text{ - для плоскопасових передач; } (4.31)$$

$$[\sigma_K] = \sigma_{KO} \frac{K_\alpha K_v}{K_p} \text{ - для клинопасових передач. } (4.32)$$

### **Розрахунок плоскостасових передач**

За допустимими корисними напруженнями ширина паса:

$$b = \frac{1000P}{[\sigma_n]v\delta}. \quad (4.33)$$

За допустимими робочими навантаженнями на одну прокладку:

$$d = \frac{1500P}{[q]v\delta}, \quad (4.34)$$

де  $[q] = q_0 \frac{K_\alpha K_v K_\beta}{K_p}$ , а  $q_0$  - допустиме робоче навантаження на одну прокладку.

### **Розрахунок клинопасових передач**

За допустимими корисними напруженнями кількість пасів:

$$Z_\Pi = \frac{F_t}{A_\Pi [\sigma_\Pi] K_Z} \leq 8,$$

де  $K_Z$  - коефіцієнт нерівномірності навантаження пасів;  $A_\Pi$  - площа поперечного перерізу паса. За допустимою питомою потужністю на один пас:

$$Z_\Pi = \frac{P_1 K_p}{P_0 K_\alpha K_L K_Z}, \quad (4.35)$$

де  $P_0$  - номінальна потужність, яка допускається для передачі одним пасом;

$P_1$  - потужність на ведучому шківі;

$K_L$  - коефіцієнт довжини паса.

Розрахунок довговічності паса зводиться до перевірки частоти пробігів паса на шківах:

$$Z_{np} = \frac{v}{L} \leq [Z_{np}], \quad (4.36)$$

де  $[Z_{np}] \leq 5 \text{ с}^{-1}$  - для плоскостасових передач;

$[Z_{np}] \leq 10 \text{ с}^{-1}$  - для клинопасових передач.

### **Передачі зубчастими пасами**

Зубчасті паси виготовляють безконечними плоскими з виступами на внутрішній поверхні, які входять в зачеплення з зубцями на шківах (рис. 4.2, д).

Переваги: відносно малі габарити, відсутність ковзання, великі передаточні числа, високий ККД, мала витяжка, малі сили на валах і опорах.

Паси виготовляють із гуми методом лиття. Несучий шар виготовляється із сталюого троса  $d = 0,3 \dots 0,8$  мм або із скловолокна.

Основним параметром передачі є модуль  $m = \frac{p}{\pi}$ . Форма зуба

трапецієвидна, висота зуба  $h = 0,6m$ , найменша товщина зуба  $S = m$ , кут  $2\beta = 50^\circ$ , товщина по западині  $H = m + 1$  мм. Розрахункова дов-

жина паса  $L_p = \pi m z_{\Pi}$ , де  $z_{\Pi}$  - число зубців паса.

Модуль паса вибирається залежно від потужності передачі. Необхідна ширина паса:

$$b = \frac{1000PK_v}{v \left( [F_n] - \frac{qv^2}{g} \right)}, \quad (4.37)$$

де  $P$ , кВт - потужність;

$K_v$  - коефіцієнт динамічного навантаження;  $v$ , м/с - швидкість;

$[F_n]$ , Н/см - допустиме питоме колове зусилля на пасу.  $q$ , Н/см  $\sim$  маса 1 м паса шириною в 1 см;

$g$  - прискорення сили ваги, що дорівнює  $9,81$  м/с<sup>2</sup>.

$$[F_n] = F_0 K_p K_u K_H K_w, \quad (4.38)$$

де  $F_0$  - вибирається залежно від модуля;  $K_p$  - коефіцієнт режиму роботи;

$K_u$  - коефіцієнт передаточного числа (тільки для прискорювальних);

$K_H$  - коефіцієнт натягу;

$K_w$  - коефіцієнт ширини паса.

Сила навантаження на вали та опори:

$$F_e = (1 \dots 1,2) F_t. \quad (4.39)$$



## **Питання для самоконтролю**

1. З чого складаються пасових передач
2. Назвати види пасових передач.
3. Які бувають паси ?
4. Що таке шківи, з яких матеріалів їх виготовляють ?
5. Для чого служать натяжні пристрої ?