

УЗАГАЛЬНЕНИЙ МЕТОД ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ З ВРАХУВАННЯМ ЇХ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ТА РЕЖИМУ НАВАНТАЖЕННЯ

© Предко Р.Я., Павлище В.Т., 2012

Запропоновано спрощений метод вибору параметрів клинопасових передач. Такий метод дає змогу безпосередньо вибрати тип клинового паса і діаметри шківів для клинопасової передачі залежно від умов її експлуатації. Метод ґрунтується на нормах ISO 5292-80 і національному стандарті ГОСТ 1284.3-96.

A simplified method for selecting the parameters of V-belt transmissions is considered. This method allows to choose the type of wedge belt and pulley diameters for V-belt transmission, depending on the conditions of its operation. The method is based on the norms of ISO 5292 – 80 and the national standard GOST 1284.3 – 96.

Актуальність і постановка завдання. Клинопасові передачі широко застосовуються через їхні особливості та переваги порівняно з іншими видами механічних передач. З огляду на це, їхні складові елементи стандартизовані у міжнародному масштабі. Розрахунок навантажувальної здатності та конструювання клинопасових передач здійснюється на основі національних стандартів, які ґрунтуються на нормах ISO 5292-80.

Особливістю розрахунків клинопасових передач за ГОСТ 1284.3-96 є те, що за заданими потужністю, на передавання якої розраховується передача, передаточним числом u і частотою обертання ведучого шківів чи його кутовою швидкістю ω_1 попередньо вибирається за відповідною номограмою тип поперечного перерізу привідного паса (Z, A, B, C, D, E), а відтак призначаються діаметри шківів з рекомендованого ряду. У подальшому з врахуванням конструктивних особливостей передачі (відстані a між центрами шківів, передаточного числа u , довжини l клинового паса) та режиму роботи і навантаження передачі розраховується необхідна кількість z привідних клинових пасів.

Такий розрахунок клинопасових передач є доволі громіздким, унеможливує однозначно вибрати за номограмою тип перерізу клинового паса, не має чітких орієнтирів для вибору діаметра d_1 меншого шківів, а розрахункова кількість потрібних для передачі клинових пасів є переважно не цілим числом. Усе це вимагає кількаразових перерахунків клинопасової передачі з використанням громіздких таблиць у стандарті, а заокруглення розрахункової кількості пасів до цілого числа робить розрахунок певною мірою наближеним. Крім того, регламентований стандартом метод розрахунку клинопасових передач не дає змоги цілеспрямовано попередньо визначати деякі параметри передачі з метою отримання оптимальних рішень, наприклад, за габаритами передачі.

Нижче пропонується узагальнений графічний метод вибору параметрів клинопасових передач з врахуванням їх конструктивних особливостей, режиму роботи і навантаження та тягової здатності. Такий метод ґрунтується на сучасних і загальноприйнятих теоретичних положеннях забезпечення витривалості привідного паса за нормативний термін його роботи у заданих умовах експлуатації. Завдання ставиться так, щоб за розрахунковим навантаженням клинопасової передачі

вибрати її найприйнятніші з погляду габаритів параметри, такі як тип перерізу клинового паса і діаметри шківів, з можливістю комбінацій за кількістю привідних пасів.

Розв'язання поставленої задачі. Об'єктом для розроблення узагальненого методу вибору параметрів є двохшківні клинопасові передачі, для яких рекомендоване співвідношення [1, 3] між відстанню a і центрами шківів та їх діаметрами d_1 і d_2 :

$$a = (1...3)(d_1 + d_2) = (1...3)d_1(1 + u), \quad (1)$$

а пасова передача оснащена привідним клиновим пасом нормального перерізу класів 0, 1 або 2 за ГОСТ 1284.1-89.

Початковою умовою для побудови номограм, призначених для вибору параметрів клинопасової передачі, є рівність максимального напруження у привідному клиновому пасі і граничного напруження σ_{lim} :

$$\sigma_1 + \sigma_{3z} + \sigma_v = \sigma_{lim}. \quad (2)$$

Окремі складові максимального напруження, такі як напруження σ_1 у ведучій вітці паса під час передавання корисного навантаження, напруження σ_{3z} від згину паса на шківі меншого діаметра і напруження σ_v від дії відцентрових сил у пасі з густиною його матеріалу $\rho = 1,27$ г/см³ визначаються за такими залежностями [3, 5]:

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{A d_1} \cdot \frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]}; \quad \sigma_{3z} = \frac{7,5 b_0^{1,57}}{d_1}; \quad \sigma_v = 1,27 \cdot 10^{-3} V^2, \quad (3)$$

де T_1 – номінальний обертовий момент на ведучому шківі, на передавання якого розраховується пасова передача (Н·м); $[\varphi]$ – розрахунковий коефіцієнт тяги передачі, який враховує конкретні експлуатаційні умови роботи передачі; A – площа поперечного перерізу клинового паса (мм²); b_0 – розрахункова ширина клинового паса (мм); V – швидкість паса (м/с).

Граничне напруження для привідного клинового паса за діаграмою витривалості прийнято визначати за виразом [3, 5]:

$$\sigma_{lim} = C / N_E^{1/m}, \quad (4)$$

де $C = 38,2$ Н/мм² – константа діаграми витривалості паса, для якої обмежена границя витривалості $\sigma_{\sigma} = 5,9$ Н/мм², база випробувань – $N_{\sigma} = 10^9$ і показник степеня $m = 11$; N_E – ефективна кількість циклів зміни напружень у привідному пасі за час його роботи.

Для двохшківної пасової передачі з нормативним терміном роботи $L_h = 24000$ год, в якій швидкість паса V , м/с і його довжина l , м:

$$N_E = 172,8 \cdot 10^6 V / l. \quad (5)$$

Вираз (4) для граничного напруження з врахуванням (5) набуває такого вигляду:

$$\sigma_{lim} = 6,81 \sqrt[11]{l/V}. \quad (6)$$

Якщо взяти до уваги співвідношення (1) за швидкості привідного паса $V = \omega_1 d_1 / 2$, матимемо наближено

$$\sqrt[11]{l/V} \approx (1,20...1,28) \sqrt[11]{(1+u)/\omega_1} \approx 1,24 \sqrt[11]{(1+u)/\omega_1}.$$

На підставі останнього запису граничне напруження для привідного паса приймається за [4]:

$$\sigma_{lim} = 8,40 \sqrt[11]{(1+u)/\omega_1}. \quad (7)$$

Розрахунковий коефіцієнт тяги клинопасової передачі з врахуванням її конструктивних особливостей та експлуатаційних умов роботи прийнято визначати за такою залежністю [5]:

$$[\varphi] = \varphi_0 C_{\alpha} C_z / C_p, \quad (8)$$

де $\varphi_0 = 0,67$ – базове значення коефіцієнта тяги, яке прийняте під час складання таблиць ГОСТ 1284.3-96, C_p – коефіцієнт режиму навантаження і роботи пасової передачі (див. таблицю); C_z – коефіцієнт, що враховує кількість z привідних пасів у передачі ($C_z = 1$ для $z = 1$; $C_z = 0,80$ для $z = 2$; $C_z = 0,77$ для $z = 3$; $C_z = 0,76$ для $z = 4$ і $C_z = 0,75$ для $z \geq 5$); C_α – коефіцієнт, що враховує кут охоплення меншого шківів привідним пасом, який з достатньою точністю можна визначити за виразом $C_\alpha = 1 - 0,1(u - 1)/(u + 1)$ за умови, що кут охоплення $\alpha \leq 150^\circ$, а відстань між центрами шківів відповідає виразу (1).

Рекомендовані коефіцієнти C_p для клинопасових передач згідно з ГОСТ 1284.3-96

| Режим роботи обладнання | Характер зміни навантаження | C_p за кількості змін роботи передачі | | |
|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----|-----|
| | | 1 | 2 | 3 |
| Легкий | Спокійний Короткотривалі перевантаження до 120 % | 1,1 | 1,2 | 1,4 |
| Середній | Помірний Короткотривалі перевантаження до 150 % | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| Важкий | Значні коливання навантаження Короткотривалі перевантаження до 200 % | 1,3 | 1,5 | 1,7 |
| Особливо важкий | Різкі і ударні зміни навантаження Короткотривалі перевантаження до 300 % | 1,4 | 1,6 | 1,8 |

Якщо ввести позначення для розрахункового обертового моменту на ведучому шківі

$$T_{1p} = \frac{T_1}{z} \frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]}, \quad (9)$$

то на підставі виразів (2), (3) і (7) отримано залежність

$$T_{1p} = 10^{-3} A d_1 \left[4,21 \sqrt{(u+1)/\omega_1} - 3,75 b_0^{1,57} / d_1 - 0,16 \cdot 10^{-9} \omega_1^2 d_1^2 \right]. \quad (10)$$

Оскільки кількість стандартизованих типів перерізів (Z, A, B, C, D, E) клинових пасів обмежена, то доцільно побудувати для таких типів перерізів графіки залежності T_{1p} від кутової швидкості ω_1 меншого шківів з врахуванням рекомендованих діаметрів d_1 меншого шківів та доцільних значень передаточних чисел u пасової передачі. Такі графіки, чи номограми зображені на рис. 1, 2 і 3. За допомогою таких графіків, маючи попередньо підраховане за виразами (8) і (9) значення T_{1p} і задану кутову швидкість ω_1 меншого шківів, можна безпосередньо вибрати необхідні параметри клинопасової передачі, такі як потрібні тип перерізу паса і діаметр меншого шківів з врахуванням передаточного числа u передачі.

Для прикладу, якщо клинопасова передача розраховується для передавання потужності $P = 2,1$ кВт за $\omega_1 = 150 \text{ c}^{-1}$ ($T_1 = P / \omega_1 = 2100 / 150 = 14 \text{ Н}\cdot\text{м}$) з передаточним числом $u = 3$ ($C_\alpha = 0,95$), легкий режим роботи в одну зміну ($C_p = 1,1$), то маємо такі варіанти передачі:

1. За $z = 1$ $C_z = 1$ і відповідно за формулою (8) $[\varphi] = 0,578$. Тоді за виразом (9) розрахунковий обертовий момент $T_{1p} = 19,09 \text{ Н}\cdot\text{м}$. За графіком на рис. 1 маємо такий варіант клинопасової передачі: передача оснащується пасом з перерізом типу А з діаметром ведучого шківів $d_1 = 140$ мм і діаметром веденого шківів $d_2 = 420$ мм.

2. За $z = 2$ $C_z = 0,80$ і відповідно $[\varphi] = 0,46$. Розрахунковий обертовий момент $T_{1p} = 11,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Тоді згідно з графіками на рис. 1 матимемо варіант клинопасової передачі: передача оснащується двома пасами з перерізом типу А з діаметром ведучого шківів $d_1 = 100$ мм і діаметром веденого шківів $d_2 = 300$ мм.

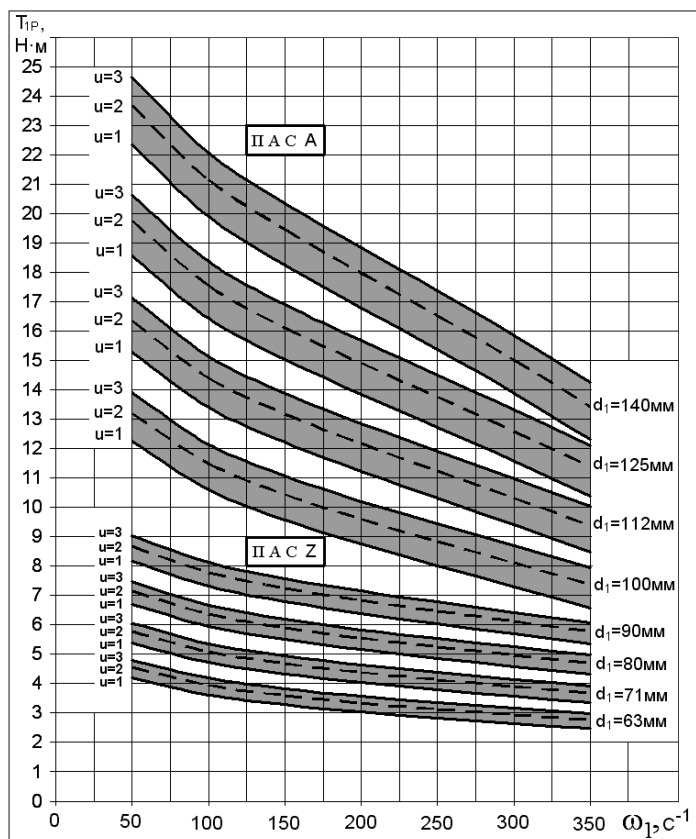


Рис. 1. Допустимі обертові моменти T_{1p} для пасових передач, оснащених клиновими пасами типу Z і типу А

3. За $z=3$ $C_z=0,77$ і відповідно $[\varphi]=0,445$. Розрахунковий обертовий момент $T_{1p}=7,58$ Н·м. Тоді за графіками на рис. 1 маємо варіант клинопасової передачі: передача оснащується трьома пасами з перерізом типу Z з діаметром ведучого шківів $d_1=90$ мм і веденого шківів $d_2=270$ мм.

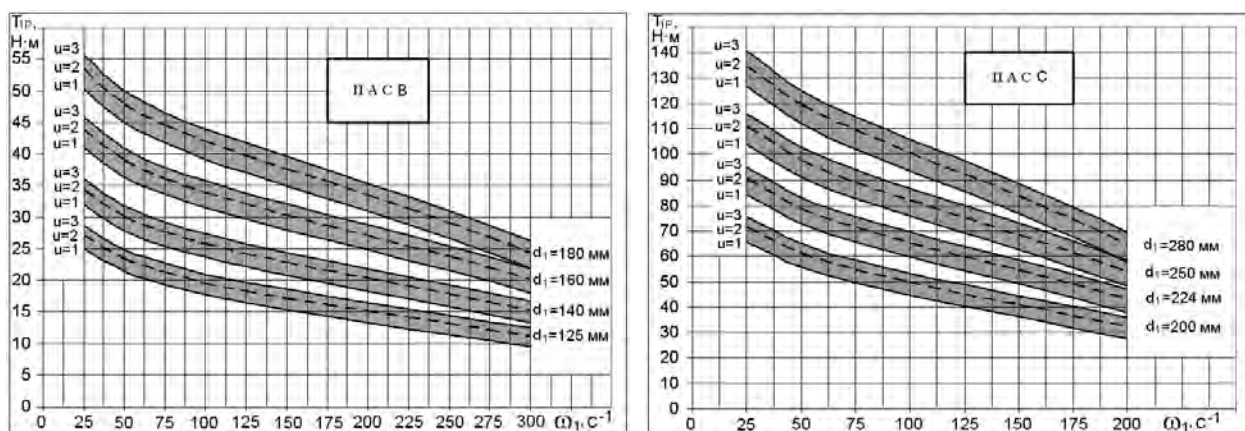


Рис. 2. Допустимі обертові моменти T_{1p} для пасових передач, оснащених клиновими пасами типу В і С

З отриманих трьох можливих варіантів клинопасових передач можна вибрати найоптимальніший для конкретного приводу, наприклад, за прийнятними габаритами, які оцінюються діаметрами шківів передачі.

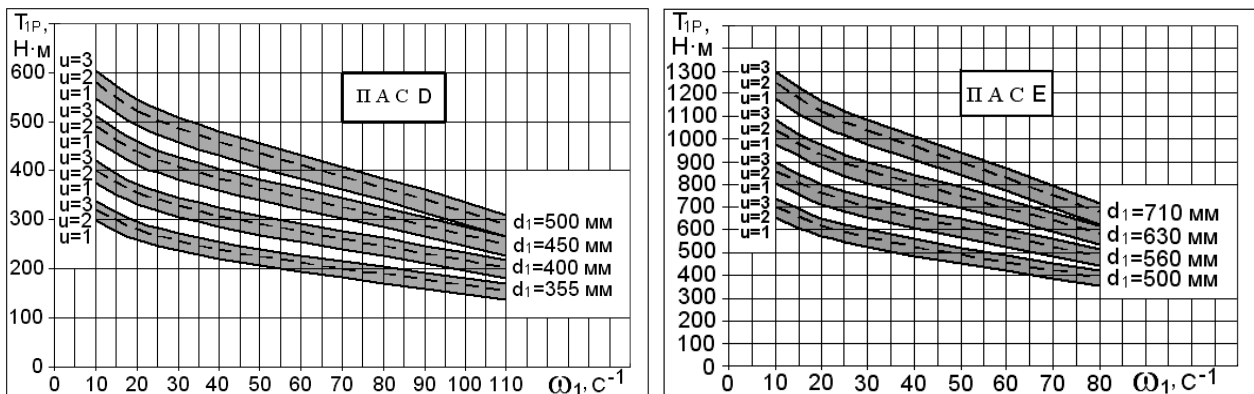


Рис. 3. Допустимі обертові моменти T_{1p} для пасових передач, оснащених клиновими пасами типу D і E

Необхідно зауважити, що результати, за якими побудовані графіки на рис. 1–3, збігаються з результатами, наведеними у таблицях ГОСТ 1284.3-96, з похибкою, яка не перевищує 10 %, за умови виконання співвідношення (1) і умов роботи клинопасової передачі, за яких $C_p = C_\alpha = C_z = 1$. Зазначена похибка не є істотною, оскільки дійсні умови експлуатації клинопасових передач не завжди можна характеризувати адекватними значеннями розрахункових коефіцієнтів.

Висновки. Запропонований узагальнений метод вибору параметрів клинопасових передач є доволі наочним, простим у виконанні, не вимагає використання громіздких таблиць розрахункових параметрів та здійснення кількаразових перерахунків передачі. Такий метод безпосередньо враховує як конструктивні особливості передачі (відстань між центрами шківів, передаточне число передачі, довжина привідного паса), так і режими навантаження та умови її експлуатації. Метод дає змогу розв'язати і обернену задачу, тобто за відповідними параметрами клинопасової передачі встановити можливість її використання за іншого навантажувального режиму. Практичне використання розробленого узагальненого методу є доцільним в організаціях, зайнятих експлуатацією обладнання з клинопасовими передачами, або у проектних організаціях, де розробляють різноманітне промислове обладнання індивідуального застосування.

1. Анурьев В.И. *Справочник конструктора-машиностроителя*. – Т. 2. – М.: „Машиностроение”, 2001. – 560 с. 2. ГОСТ 1284.3-96. *Ремни приводные клиновые нормальных сечений. Передаваемые мощности*. – М.: Госкомитет РФ по стандартам, 1997. – 60 с. 3. Иоселевич Г.Б. *Детали машин: учеб. для студ. машиностр. спец. вузов*. – М.: „Машиностроение”, 1988. – 368 с. 4. Павлице В.Т., Предко Р.Я. *Метод розрахунку клинопасових передач за коефіцієнтами запасу міцності привідних пасів // Вісник Нац. ун-ту „Львівська політехніка”, „Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”*. – 2011. – № 701. – С. 84–88. 5. Пронин Б.А., Овчинникова В.А. *Расчет клиноременных передач // „Вестник машиностроения”*. – 1982. – № 3. – С. 23–26.