

МЕТОД РОЗРАХУНКУ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗА КОЕФІЦІЄНТАМИ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ПРИВОДНИХ ПАСІВ

© Павлице В.Т., Предко Р.Я., 2011

Запропонований метод дає змогу обґрунтовано вибрати тип перерізу клинового паса і призначити конструктивні параметри пасової передачі для повного використання навантажувальної здатності приводних пасів. Метод ґрунтується на сучасних теоретичних положеннях забезпечення витривалості клинових пасів для заданих умов експлуатації пасових передач і дає результати, які узгоджуються з чинними стандартами.

Method of calculation makes it possible to rationally choose the v-belt and the design parameters of belt transmission. This method allows full use of load carrying capacity of v-belts. Method is based on the modern theory of fatigue fracture belts and agreed with the standard.

Аналіз стану проблеми. Нині розрахунок клинопасових передач регламентований ГОСТ 1284.3 – 96, який відповідає міжнародному стандарту ISO 5292 – 80. Суть стандартизованого розрахунку полягає в тому, що за заданою потужністю P та кутовою швидкістю ω_1 меншого шківів визначають необхідний тип перерізу привідного клинового паса (Z, A, B, C, D, E) та потрібну кількість привідних пасів для пасової передачі. Наявні у стандартах графіки та великі за обсягом таблиці незручні у користуванні, не дають змоги однозначно попередньо вибрати діаметр d_1 меншого шківів передачі, а отриману в розрахунках необхідну кількість z приводних пасів треба заокруглити до цілого числа, що робить розрахунок певною мірою наближеним. Крім цього, регламентований стандартом метод розрахунку клинопасових передач не дає змоги цілеспрямовано змінювати деякі параметри передачі з метою отримання оптимальних рішень, наприклад, за габаритами передачі.

Постановка задачі. Запропоновано метод розрахунку клинопасової передачі за коефіцієнтом запасу міцності привідного паса, який ґрунтується на сучасних і загальноприйнятих теоретичних положеннях забезпечення витривалості паса за нормативний строк його роботи. Для раціонального попереднього вибору типу перерізу клинового паса та діаметра меншого шківів рекомендується здійснювати такий вибір за обертовим моментом T_1 на меншому шківі. Коефіцієнт запасу міцності привідного клинового паса визначають, порівнюючи межі витривалості паса, що працює у передачі, яка має прийняті конструктивні і швидкісні параметри, з максимальним розрахунковим напруженням у привідному пасі за заданих умов його експлуатації. Зазначений тут підхід до розрахунку клинопасової передачі є наочнішим і зрозумілішим, розкриває фізичну сутність процесу розрахунку і дає змогу ефективніше досягти бажаних конструктивних рішень.

Розв'язання поставленої задачі. Загальноприйнято [1, 3] в інженерній практиці, що коефіцієнт запасу міцності визначається як відношення граничного напруження σ_{lim} до максимального напруження σ_{max} , яке виникає в тому чи іншому елементі в заданих умовах експлуатації

$$s = \sigma_{lim} / \sigma_{max} \quad (1)$$

Граничне напруження для привідного паса за діаграмою витривалості прийнято визначати за виразом [3, 4]

$$\sigma_{\text{lim}} = C / N_E^{1/m}, \quad (2)$$

де $C = 38,2 \text{ Н/мм}^2$ – константа діаграми витривалості паса, для якої обмежена границя витривалості $\sigma_{\sigma} = 5,9 \text{ Н/мм}^2$, 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 двошківної пасової передачі з нормативним строком роботи паса $L_h = 24000$ год, в якій швидкість паса V , м/с і його довжина l , м

$$N_E = 172,8 \cdot 10^6 V / l. \quad (3)$$

З урахуванням (3) вираз (2) для граничного напруження набуде вигляду

$$\sigma_{\text{lim}} = 6,81 \sqrt[11]{l/V}. \quad (4)$$

Якщо взяти до уваги [1, 3], що клинопасові передачі найдоцільніше застосовувати з міжцентровою відстанню шківів $a = (1 \dots 3)(d_1 + d_2) = (1 \dots 3)d_1(1 + u)$ за швидкості привідного паса $V = \omega_1 d_1 / 2$, матимемо наближено

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

На підставі останнього запису граничне напруження попередньо приймемо

$$\sigma_{\text{lim}} \approx 8,4 \sqrt[11]{\frac{1+u}{\omega_1}}. \quad (5)$$

Максимальне напруження σ_{max} у привідному пасі визначають [3, 4] як суму напружень від передавання пасом корисного навантаження σ_t , від згину паса на меншому шківі σ_{z2} та від дії відцентрової сили σ_V

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]} \sigma_t + \sigma_{z2} + \sigma_V. \quad (6)$$

У записаному виразі $[\varphi]$ – розрахунковий коефіцієнт тяги пасової передачі, який враховує його нормативне значення $\varphi_0 = 0,65$, менший кут охоплення шківів пасом (розрахунковий коефіцієнт C_{α}) та режим роботи і навантаження пасової передачі (розрахунковий коефіцієнт C_p).

$$[\varphi] = \varphi_0 C_{\alpha} / C_p. \quad (7)$$

Напруження у привідному пасі з площею A поперечного перерізу від передавання передачею корисного навантаження F_t можна визначити за виразом

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{P}{VA} = \frac{2 \cdot 10^3 P}{\omega_1 d_1 A} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1 A}. \quad (8)$$

За рекомендацією міжнародного стандарту ISO 5232 – 80 напруження згину паса з розрахунковою шириною b_0 перерізу на меншому шківі визначається за такою залежністю [3, 4]

$$\sigma_{z2} = \frac{7,5 b_0^{1,57}}{d_1}. \quad (9)$$

Напруження у привідному клиновому пасі, який має густину матеріалу $\rho = 1,27 \text{ г/см}^3$, від дії на пас відцентрової сили [3, 4]

$$\sigma_V = 1,27 \cdot 10^{-3} V^2. \quad (10)$$

Зауважимо, що у виразах (8), (9) і (10): σ_t , σ_{z2} , σ_V – у Н/мм^2 ; P – у Вт; V – у м/с; T_1 – у Н·м; A – у мм^2 ; d_1 – у мм; b_0 – у мм.

Важливо наголосити, що розрахунки за наведеними вище виразами збігаються з даними таблиць стандарту ГОСТ 1284.3 – 96 для вибору привідних клинових пасів нормальних поперечних перерізів за умови $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{lim}}$, $[\varphi] = 0,65$, $C_{\alpha} = 1$ і $C_p = 1$.

Як видно з наведених вище залежностей, для виконання розрахунків попередньо потрібно знати тип поперечного перерізу клинового паса (параметри b_0 , A) і діаметр меншого шківів d_1 . Якщо

керуватись наявним стандартом [2], то попередній вибір типу поперечного перерізу клинового паса здійснюється за потужністю P , на передавання якої розраховується пасова передача, і частотою обертання меншого шківів, що дає досить неоднозначний наближений результат. Що стосується потрібного діаметра меншого шківів, то в технічній літературі [1, 4] наводяться емпіричні залежності, які належно обґрунтовані й не узгоджуються з типом перерізу клинового паса.

Для обґрунтованого попереднього вибору параметрів клинопасової передачі пропонуємо визначати тип поперечного перерізу клинового паса за обертовим моментом на меншому шківів. Залежності (5), (6) і (9) за умов, що $\sigma_{\max} = \sigma_{\lim}$ і $V \leq 15$ м/с ($\sigma_V \approx 0$), дають змогу записати вираз

$$T_1 = \frac{8,4 \cdot 10^{-3} A[\varphi]}{1 + [\varphi]} \left[d_1 \sqrt[11]{\frac{1+u}{\omega_1}} - 0,89 b_0^{1,57} \right]. \quad (11)$$

Результати розрахунків за виразом (11) для граничних значень $\sqrt[11]{\frac{1+u}{\omega_1}} = 0,65 \dots 0,85$ ($u \leq 4$; $30 \leq \omega_1 \leq 350$ с⁻¹), а також для розрахункових коефіцієнтів тяги $[\varphi]' = 0,65; 0,55; 0,45$, подано у табл. 1.

Наведені у табл. 1 величини не дають змоги цілком однозначно вибирати переріз клинового паса і потрібний діаметр d_1 меншого шківів, оскільки фактичні значення $[\varphi]$ можуть значно відрізнитись від $[\varphi]'$, але дають змогу попередньо оцінити габарити передачі, наприклад, за діаметром більшого шківів $d_2 = d_1 u$.

Для прикладу, якщо $T_1 = 65$ Н·м, $[\varphi] = 0,50$, для розрахункових умов роботи пасової передачі і кількості привідних пасів $z = 1$, то за табл. 1 можна вибрати тип С перерізу клинового паса з передбачуваними діаметрами $d_1 = 224$ мм, 250 мм чи 280 мм. Якщо ж потрібно зменшити габарити передачі за діаметром d_2 , то, прийнявши $z = 2$ і відповідно $T_1 = 32,5$ Н·м, за табл. 1 маємо тип В перерізу пасів і $d_1 = 160$ мм, 180 мм чи 200 мм.

Для більшої конкретизації вибору типу перерізу привідного клинового паса і діаметра d_1 тепер, маючи два можливі варіанти перерізу, можна врахувати фактичні умови експлуатації передачі. Прийнявши в (6) $[\varphi]$ за виразом (7), на підставі залежностей (5), (6) і (9) потрібний діаметр d_1 можна визначити за залежністю

$$d_1 = \left[\frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]} \frac{238P}{\omega_1 A z C_z} + 0,9 b_0^{1,57} \right] \sqrt[11]{\frac{\omega_1}{1+u}}. \quad (12)$$

У виразі (12) z – кількість клинових пасів у передачі, а C_z – коефіцієнт [2], що враховує кількість пасів ($C_z = 1$ 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 $z \geq 5$).

Згідно з наведеними в ГОСТ 1284.3 – 96 рекомендаціями для C_p розрахунковий коефіцієнт тяги передачі $[\varphi]$ за виразом (7) для усередненого значення [2] $C_\alpha \approx 0,97$ (кут охоплення шківів $\alpha = 180^\circ \dots 150^\circ$) можна призначати за табл. 2.

Розрахунки діаметра d_1 за виразом (12) необхідно виконувати, починаючи із $z_1 = 1$, і, отримавши результати, неприйнятні за габаритами передачі (d_2 більше ніж допускається конструктивними особливостями привода), треба переходити до розрахунку із $z_2 = 2$ і т. д. Розрахункову величину діаметра d_1 рекомендується округляти до найближчої більшої зі стандартизованого ряду діаметрів шківів. Таке заокруглювання підвищить надійність роботи клинопасової передачі і сприятиме збереженню нормативного ресурсу роботи привідних пасів.

Наведена вище методика вибору типу перерізу привідного паса (Z, A, B, C, D, E) і його параметрів (A і b_0), а також раціонального діаметра d_1 меншого шківів дає змогу встановити за відомими залежностями [1, 3] всі інші конструктивні параметри клинопасової передачі, такі як діаметр більшого шківів d_2 , фактичне передатне число передачі $u = d_2/d_1$, відстань a між центрами шківів, стандартизовану довжину l клинового паса та його швидкість V . Такі конструк-

**Рекомендовані діапазони T_1 для пасових передач з клиновими пасами
нормальних перерізів**

Переріз паса	A , мм ²	b_0 , мм	d_1 , мм	T_1 , Н·м ($[\varphi]' = 0,65$)	T_1 , Н·м ($[\varphi]' = 0,55$)	T_1 , Н·м ($[\varphi]' = 0,45$)
Z	47	8,5	63	2,4...4,4	2,2...4,0	1,9...3,5
			71	3,2...5,5	2,9...5,0	2,5...4,3
			80	4,2...6,7	3,8...6,1	3,3...5,3
			90	5,2...8,0	4,7...7,3	4,1...6,3
			100	6,2...9,3	5,6...8,4	4,9...7,3
A	81	11	90	5,6...10,4	5,1...9,4	4,4...8,2
			100	7,3...12,7	6,6...11,5	5,7...10,0
			112	9,4...15,4	8,5...14,0	7,4...12,1
			125	11,7...18,4	10,6...16,7	9,2...14,5
			140	14,3...21,8	13,0...19,8	11,2...17,2
B	138	14	125	12,0...23,4	10,9...21,3	9,4...18,4
			140	16,5...29,2	15,0...26,5	13,0...23,0
			160	22,4...37,0	20,4...33,6	17,6...29,1
			180	28,3...44,8	25,7...40,7	22,3...35,3
			200	34,3...52,5	31,2...47,7	27,0...41,3
C	230	19	200	31...62	28...56	24...49
			224	43...77	39...70	34...61
			250	56...94	51...85	44...74
			280	71...114	64...104	56...90
			315	88...136	80...124	69...107
D	476	27	315	80...179	73...163	63...141
			355	121...233	110...212	95...183
			400	167...293	152...266	131...230
			450	218...360	198...327	172...283
			500	270...427	245...388	212...336
E	692	32	500	284...513	258...466	223...404
			560	373...630	339...572	294...496
			630	477...766	434...696	376...603
			710	597...922	543...838	470...726
			800	730...1097	664...997	575...864

Таблиця 2

Рекомендовані розрахункові коефіцієнти тяги клинопасових передач

Режим роботи обладнання	[φ] при кількості змін роботи привідних пасів		
	1	2	3
Легкий режим	0,58	0,51	0,43
Середній режим	0,53	0,47	0,40
Важкий режим	0,49	0,43	0,38
Особливо важкий режим	0,46	0,40	0,35

тивні параметри клинопасової передачі дають можливість розрахувати за виразом (4) граничне напруження σ_{lim} , максимальне напруження σ_{max} за виразом (6) із урахуванням z для конкретних умов роботи і експлуатації пасової передачі, а також фактичний коефіцієнт запасу міцності s привідного клинового паса за виразом (1), який повинен бути у межах 1,0...1,2. У такому разі найповніше забезпечуватиметься навантажувальна здатність привідних клинових пасів у передачі з прийнятими конструктивними параметрами. Досягнути рекомендованого коефіцієнта запасу міцності $s = 1,0...1,2$, крім раціонального вибору діаметрів шківів, можна також і зміною довжини l паса, яка впливає на граничне напруження σ_{lim} у пасі.

Розрахунковий коефіцієнт тяги $[\varphi]$ пасової передачі за табл. 2 враховується також для визначення необхідної сили попереднього натягу одного привідного клинового паса $F_0 = P/(2Vz[\varphi])$ і, відповідно, сили, що передається на вали передачі, $F = 2F_0z \sin \alpha / 2$.

Висновки. Під час використання запропонованого методу рекомендується така послідовність розрахунку клинопасової передачі. За номінальною розрахунковою потужністю P , на передавання якої проектується передача, і кутовою швидкістю ω_1 меншого шківів визначається обертовий момент T_1 , за яким попередньо вибирають можливі тип перерізу клинового паса і діаметри d_1 меншого шківів (табл. 1). Після цього за формулою (12) обчислюють найприйнятніший діаметр d_1 з урахуванням умов роботи привідного паса та обмежень на габарити пасової передачі. За прийнятими іншими конструктивними і швидкісними параметрами пасової передачі визначають за формулою (6) максимальне розрахункове напруження σ_{\max} у привідному пасі й за формулою (4) – граничне напруження σ_{\lim} , а відтак і коефіцієнт запасу міцності привідного паса за виразом (1).

Наведені вище метод і порядок розрахунку клинопасових передач не вимагають використання поданих у стандарті графіків та великих за обсягом таблиць і дають змогу забезпечити повну нормативну навантажувальну здатність привідних клинових пасів із обґрунтуванням призначення конструктивних і швидкісних параметрів пасових передач.

1. Анурьев В. И. *Справочник конструктора-машиностроителя. Том 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: учебник для студентов машиностр. спец. вузов.* – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с. 4. Пронин Б. А., Овчинникова В. А. *Расчет клиноременных передач // Вестник машиностроения.* – 1982. – № 3. – С. 23–26.

УДК 539.3

О.М. Римар

Львівський державний університет безпеки життєдіяльності

НАПРУЖЕННЯ, ЗОНА ЗЧЕПЛЕННЯ ТА ТЕРТЯ В КОНТАКТІ ДВОХ ТІЛ ПОДВІЙНОЇ КРИВИНИ

© Римар О.М., 2011

Одержано та доведено до інженерного рівня формули для обчислення нормальних напружень і параметрів зони зчеплення та тертя в контактi двох тіл подвійної кривини. Знайдено формули для обчислення та досліджено параметри тертя кочення в повному діапазоні значень ексцентриситету еліпса поверхні контакту.

It is got and well-proven to the engineering level of formula for the calculation of normal tensions and parameters of area of tripping and friction in the contact of two bodies of bicurvature. Formulas are found for a calculation and investigational parameters of friction of woobling in the complete range of values of ексцентриситета ellipse of surface of contact.

Постановка проблеми. Відомі дослідження, у яких за тими чи іншими припущеннями визначаються параметри зон зчеплення і проковзування в контактi тіл з нормальним та дотичним навантаженням, а відтак з певним наближенням обчислюються нормальні напруження σ_z . У більшості праць відомі розв'язки основані на припущенні про відсутність впливу дотичного навантаження на розподіл нормальних напружень σ_z у точках поверхні контакту, що формує наближені розв'язки задач. Для різних відомих розв'язків, наприклад [1–3], зони зчеплення,