

Топільницький В.Г. Моделювання динаміки вібронавантажених машин // Вісн. Хмельницьк. нац. ун-ту. Вісник Технологічного університету Поділля. Технічні науки. – С. 43–46. 15. Дівеєв Б.М. Оптимізація процесів віброзахисту на основі напіваавтоматичного гасника коливань // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2005. – № 39. – С. 71–76. 16. Кузьо І.В., Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б. Динаміка великогабаритного подовгастого елемента мобільних машин // Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2007. – № 583. – С. 48–51. 17. Дівеєв Б.М. Раціональне моделювання динамічних процесів у складних конструкціях // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2007. – Вип. 41: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 103–108. 18. Дівеєв Б.М., Дубневич О.М., Олексюк Я.М. Проектування динамічних гасників коливань для транспортних процесів // Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”. – 2007. – Вип. 41: Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – С. 109–116. 19. Дівеєв Б.М., Коваль Т.Б., Бутитер І.Б. Динамічні гасники коливань у машинах з гнучкими подовгастими елементами // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – № 1 (46). – С. 76–79. 20. Дівеєв Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів // Вібрації в техніці та технологіях. – 2007. – № 3(48). – С. 37–41.

УДК 621. 825. 001. 24  
Р.Я. ПРЕДКО, В.Т. ПАВЛИЩЕ

Національний університет “Львівська політехніка”,  
кафедра деталей машин

## ОСОБЛИВОСТІ РОЗРАХУНКУ ЗА ТЯГОВОЮ ЗДАТНІСТЮ АВТОМАТИЧНО РЕГУЛЬОВАНОЇ КЛИНОПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ З САМОЗАТЯЖНИМИ КІЛЬЦЯМИ

© Предко Р.Я., Павлище В.Т., 2009

*Наведено порівняльну оцінку розрахунків традиційних і автоматично регульованих клинопасових передач. Показано, що розрахунками автоматично регульованих клинопасових передач можна забезпечити прогнозований ресурс роботи приводних клинових пасів.*

*This article provides comparative calculations of traditional and automatically adjustable belt-driven transmission. Calculations of automatically adjustable belt-driven transmission can provide forecasted life of the wedge-type belts.*

**Постановка задачі.** Розрахунок традиційних клинопасових передач за тяговою здатністю базується на міждержавному стандарті ГОСТ 1284.3–96 і полягає у встановленні необхідної кількості приводних пасів, що паралельно працюють у пасовій передачі [1]. Найчастіше у розрахунках дістають не ціле число  $z$  потрібної кількості приводних пасів (наприклад  $z = 1,3$  чи  $z = 2,5$ ), яке потрібно округляти до цілого числа. Таке заокруглення в той чи інший бік може викликати в проєктованій передачі недовантаження чи перевантаження приводних клинових пасів, тобто неефективне використання прогнозованого ресурсу роботи приводних пасів. Зазначена особливість розрахунків традиційних клинопасових передач обумовлена тим, що необхідно попередньо приймати такі стандартизовані параметри передачі, як тип перерізу клинового паса і діаметри шківів, а також враховувати певну кількість розрахункових коефіцієнтів, які

характеризують експлуатаційні умови роботи приводних пасів. Для того, щоб дістати можливість отримати в розрахунках бажану кількість приводних пасів, необхідно мати у пасовій передачі додаткові компенсувальні елементи, які строго не обмежені у призначенні їхніх геометричних параметрів. Таким компенсувальним елементом може бути самозатяжне кільце в автоматично регульованій пасовій передачі (АРПП). Автоматично регульовані пасові передачі з самозатяжним кільцем [2], крім спільних з традиційними пасовими передачами, мають додаткові переваги, такі, як значно спрощене регулювання попереднього пружного натягу приводних пасів і підвищений ресурс роботи пасів [3].

**Мета роботи.** Метою статті є розроблення методики і алгоритму розрахунку за тяговою здатністю АРПП з самозатяжним кільцем для забезпечення прогнозованого ресурсу роботи приводних клинових пасів. Прогнозований ресурс роботи приводних пасів, за інших однакових умов, можна досягнути шляхом попереднього вибору у розрахунках кількості пасів, що паралельно працюють у пасовій передачі, з подальшою оцінкою прийнятого варіанта передачі за її габаритними розмірами.

**Основний матеріал.** На рис. 1 зображена схема АРПП з самозатяжним кільцем з розмірами її основних елементів. У такій пасовій передачі стандартизованими можуть бути діаметр  $d_1$  самозатяжного кільця 2 і діаметр  $d_2$  веденого шківів 3. Діаметри  $d$  самозатяжного кільця і  $d_0$  ролика 1 не обмежені нормами у їхньому виборі, тобто їх можна в певних межах замінювати за необхідності.

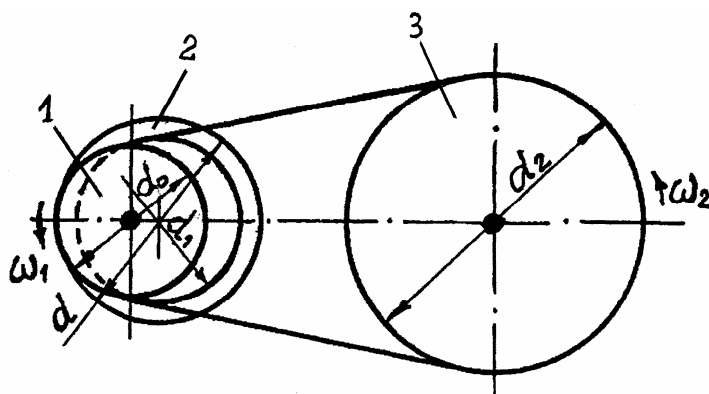


Рис. 1. Схема пасової передачі з самозатяжним кільцем

У цій статті пропонується метод розрахунку АРПП з самозатяжним кільцем, в якому попередньо треба прийняти кількість  $z$  приводних клинових пасів вибраного перерізу, а відтак за потужністю  $P_1 = P/z$ , що передає один приводний пас, визначається діаметр  $d$  самозатяжного кільця за формулою [2]

$$d = \frac{u_1}{\sqrt{u_1 - 1}} \sqrt{\frac{4 \cdot 10^3 P_1 \gamma}{\omega_0 [\varphi]^3 \delta^3 c}} \quad (1)$$

Наведена формула встановлює взаємозв'язок розрахункового навантаження АРПП з її геометричними параметрами за умови забезпечення належної тягової здатності пасової передачі.

У записаній формулі (1)  $u_1 = d/d_0$  доцільно приймати у межах 1,6–2,0 за умови обмеження габаритів пасової передачі і забезпечення можливості встановлення самозатяжного кільця на нерозбірний ролик. Коефіцієнт  $\gamma = a/(a - e)$ , що встановлює співвідношення між осьовою відстані  $a$  з ексцентриситетом  $e$  самозатяжного кільця на ролик для рекомендованих  $a = (0,7 \dots 1,5)(d_1 + d_2)$  потрібно приймати [2] у межах  $\gamma = 1,04 - 1,08$ . Кутова швидкість ролика  $\omega_0$  задається у завданні на розрахунок,  $c$  – поздовжня жорсткість приводного паса прийнятого типу перерізу і його

стандартизованої довжини  $l$ . Параметр  $\delta = d_1/d = 0,95 - 0,85$  необхідно назначити за умови забезпечення відсутності проковзування ролика відносно самозатяжного кільця [5], а розрахунковий коефіцієнт тяги  $[\varphi]$  можна вибрати за даними наведеної нижче табл. 1, підрахованими відповідно до рекомендацій ГОСТ 1284.3-96.

Таблиця 1

**Розрахункові коефіцієнти тяги  $[\varphi]$  для автоматично регульованих клинопасових передач**

| Режим роботи обладнання | $[\varphi]$ при кількості змін роботи приводних 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 |

Варто зазначити, що значний вплив на розміри елементів автоматично регульованих пасових передач має поздовжня жорсткість  $c$  приводних пасів, яка залежить від їхньої довжини  $l$  [4]

$$c = EA/l, \tag{2}$$

де  $E$  – модуль поздовжньої пружності приводного паса, а  $A$  – площа його поперечного перерізу.

Для зменшення габаритів елементів пасової передачі потрібно застосувати приводні клинові паси меншої довжини для наведених вище рекомендованих значень міжосьової відстані  $a$  пасової передачі. Рекомендовані діапазони довжин приводних клинових пасів, а також орієнтовні значення діаметрів  $d_1$  самозатяжного кільця залежно від типу перерізу клинового паса наведені у табл. 2. Рекомендований діапазон довжин приводних пасів залежить від передаточного числа  $u$  пасової передачі, яке для випадку автоматично регульованої пасової передачі підраховується за залежністю

$$u = u_1 u_2 = \frac{d}{d_0} \cdot \frac{d_2}{d_1} = d_2 / (\delta d_0) \tag{3}$$

Таблиця 2

**Рекомендовані діапазони довжини клинових пасів для АРПП**

| Тип перерізу клинового паса, міжнародне позначення (національне позначення) | Рекомендовані середні діаметри кільця $d_1$ , мм | Рекомендований діапазон довжин $l$ , мм |
|---|--|---|
| Z(O)  | 80   | (350...480)( 0,5u + 1 )                 |
| A   | 140  | (615...840)( 0,5u + 1 )                 |
| B(B)  | 180  | (790...1080)( 0,5u + 1 )                |
| C(B)  | 280  | (1230...1680)( 0,5u + 1 )               |
| D(Г)  | 500  | (2200...3000)( 0,5u + 1 )               |
| E(Д)  | 630  | (2770...3780)( 0,5u + 1 )               |

Розрахунок пасових передач передбачає також визначення зусиль у вітках навантажених передач. У випадку АРПП з самозатяжним кільцем зусилля у ведучій та веденій вітках приводного паса потрібно визначати відповідно за формулами [3]

$$F_1 = \frac{1+[\varphi]}{2[\varphi]} F_{t \max}; \quad F_2 = \frac{1-[\varphi]}{2[\varphi]} F_{t \max}. \tag{4}$$

Зазначимо тут, що попередній вибір типу перерізу паса, його площі поперечного перерізу і розрахункової ширини  $b_0$  здійснюється для автоматично регульованих пасових передач аналогічно як і для традиційних клинопасових передач згідно з ГОСТ 1284.3–96.

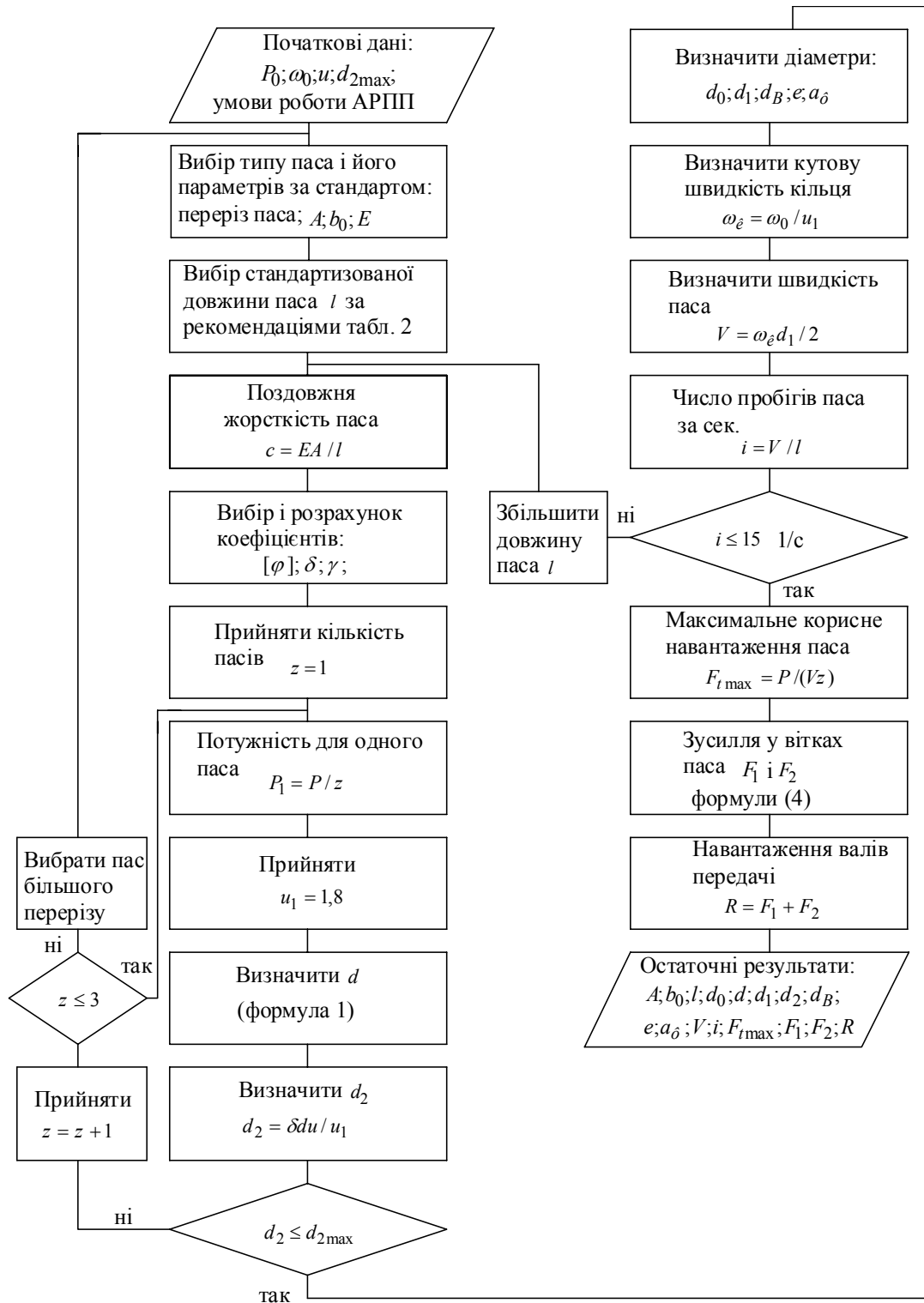


Рис. 2. Алгоритм автоматизованого розрахунку АРПП за тяговою здатністю

Алгоритм і послідовність розрахунків за тяговою здатністю автоматично регульованої клинопасової передачі з самозатяжним кільцем показана на рис. 2. У цьому алгоритмі враховані наведені вище особливості як конструкції передачі, так і підходів до забезпечення тягової здатності передачі. Основною перевагою такого розрахунку є те, що наперед прийнята кількість приводних пасів для паралельної роботи в передачі перебуває під дією розрахункових навантажень, на відміну від стандартизованих розрахунків традиційних клинопасових передач, де у випадках невизначеності прийняття кількості приводних пасів (розрахункова кількість пасів не є ціле число) реально приводні паси можуть бути перевантажені або недовантажені. Зазначена особливість розрахунків традиційних клинопасових передач призводить до неефективного використання прогнозованого ресурсу роботи приводних клинових пасів.

**Висновки.** Розрахунок за тяговою здатністю АРПП з самозатяжним кільцем, оснащених приводними клиновими пасами, доцільно виконувати за наперед прийнятою кількістю приводних пасів. Така особливість розрахунку допускається через можливість ненормованого призначення в певних межах розмірів самозатяжного кільця та ролика. Основною перевагою запропонованого методу та послідовності розрахунку є забезпечення прогнозованого ресурсу роботи приводних клинових пасів у заданих експлуатаційних режимах їх навантаження.

1. Анурьев В.И. *Справочник конструктора – машиностроителя. Т. 2.* – М.: Машиностроение, 2001. – 560 с. 2. Кіндрацький Б.І., Павлице В.Т., Предко Р.Я. *Розрахункові параметри автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем* // Вісн. СуНУ ім. В. Даля. – 2007. – № 9 (115). – С. 73–78. 3. Кіндрацький Б., Павлице В., Предко Р. *Ресурс привідних пасів в автоматично регульованих клинопасових передачах* // *Машинознавство.* – 2006. – № 6 (108). – С. 40–43. 4. Павлице В.Т., Предко Р.Я. *Про пружні властивості приводних клинових пасів пасових передач* // *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”.* – 2004. – № 509: *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.* – С. 96–99. 5. Павлице В.Т., Предко Р.Я. *Аналіз тягової здатності автоматично регульованої пасової передачі з самозатяжним кільцем* // *Вісн. Нац. ун-ту “Львівська політехніка”.* – 2005. – № 539: *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів.* – С. 86–89.