

суми парціальних систем, які топологічно формують практично будь-яку множину ланцюгових передач з будь-якою кількістю мас, розташованих різним чином у декартовій системі координат. При цьому враховані всі можливі випадки розташування зірочок у ланцюговому контурі та умови, при яких структурна схема багатомасової ланцюгової передачі є геометрично сумісною, а її конструктивна реалізація – можливою.

Проводиться параметрична оптимізація такої модульної ланцюгової передачі за займаним нею об'ємом (масою) і параметричною функцією, яка включає максимальні довговічність, коефіцієнт корисної дії і опір зношуванню (при збереженні мінімального об'єму). В якості цільової функції під час оптимізації багатомасової ланцюгової передачі за критеріями віброактивності прийняті амплітуди динамічних навантажень і найбільш інтегральна характеристика – коефіцієнт динамічності ланцюгової передачі, який залежить, зокрема, від середньоквадратичних абсолютних значень максимальних динамічних навантажень у вітках ланцюгового контуру.

Динамічний підхід застосований також для вирішення задачі розташування натяжних зірочок за допомогою побудови карт динамічної завантаженості і налагодження ланцюгової передачі, що дає можливість конструктору бачити, як змінюються динамічні характеристики при варіюванні розташуванням натяжної зірочки, і вибрати таке її положення, при якому всі динамічні характеристики мінімізуються.

Розроблений комплекс автоматизованого оптимального проектування n -масових ланцюгових передач POSCD, побудований за блочним принципом модульного проектування у вигляді пакетів прикладних програм геометричного, силового і динамічного розрахунків, який дозволяє конструктору, працюючи у діалоговому режимі з ПК, побудувати ланцюговий контур, що містить від 2 до 24 мас (зірочок) і задовольняє як технічному завданню, так і вимогам оптимального проектування: мінімальним вартості, матеріаломісткості, займаному об'ємі, масі і високій динамічній якості. Комплекс дозволяє здійснити імітаційне моделювання роботи ланцюгових передач на ПК, яке забезпечує швидкий і всебічний аналіз впливу різних параметрів: координат розташування центрів зірочок, частот їх обертання, умов експлуатації, типів і рядності ланцюгів, способів змащування, потужностей, термінів служби, величин обертових мас і застосовуваних матеріалів.

Нові динамічні підходи до розрахунку параметрів, конструювання, виготовлення, монтажу і налагодження ланцюгових передач, пов'язані з переходом на автоматизоване оптимальне проектування і використання полімерних композитів дають можливість вибрати науково обґрунтовану сукупність оптимальних значень їх параметрів, при яких ще на стадії проектування забезпечується висока динамічна якість ланцюгової передачі мінімальних віброактивності, матеріаломісткості та енергоспоживання.



УДК 621. 825. 001. 24

Володимир Павлице, професор; Андрій Кичма, доцент; Ростислав Предко
*Національний університет „Львівська політехніка”,
Україна, 79013, м. Львів, вул. С. Бандери, 12*

ГРАФІЧНИЙ МЕТОД ВИБОРУ ПАРАМЕТРІВ КЛИНОПАСОВИХ ПЕРЕДАЧ

Vladimir Pavlyshche; Andriy Kychma; Rostislav Predko

GRAPHIC METHOD OF SELECTION PARAMETERS V-BELT TRANSMISSIONS

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.

Двошківні клинопасові передачі, які стандартизовані у міжнародному масштабі, широко застосовують у приводах різноманітних машин та окремих елементів технологічного обладнання. Розрахунок і конструювання таких передач здійснюється на основі національних стандартів, які базуються 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 за частотою обертання ведучого шківів чи його кутовою швидкістю ω_1 попередньо вибирається за відповідною номограмою рекомендований тип поперечного перерізу приводного клинового паса, а відтак назначаються діаметри шківів передачі. Закінчується розрахунок встановленням необхідної кількості приводних пасів передачі. Такий розрахунок є досить неоднозначним, оскільки вимагає закруглення розрахункової кількості приводних пасів до цілого числа, не дає попередньої уяви про габарити передачі і, крім цього, вимагає використання громіздких таблиць, які наводяться у згаданому стандарті. Все це потребує кількарізних перерахунків клинопасової передачі для досягнення раціонального результату і найповнішого забезпечення нормативної навантажувальної здатності приводних пасів.

Пропонується графічний метод вибору параметрів двошківних клинопасових передач, який базується на безпосередньому встановленні за номограмами необхідного типу перерізу клинового паса і діаметра ведучого шківів передачі за попередньо встановленим розрахунковим обертовим моментом на ведучому шківі і за заданою частотою обертання ведучого шківів. Розрахунковий обертовий момент враховує режим навантаження і роботи пасової передачі, її тягову здатність і рекомендоване співвідношення [1] між міжосьовою відстанню a пасової передачі і діаметрами шківів d_1 і d_2

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

Вихідною умовою для побудови номограм є рівність максимального напруження у приводному 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 від передавання корисного навантаження, напруження σ_{3z} від згину паса і напруження σ_v від дії на пас відцентрових сил визначаються за такими залежностями [2]:

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

В записаних виразах: 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 у приводному клиновому пасі на підставі використання діаграм витривалості паса [1,2] і виразу (1) представляється у вигляді

$$\sigma_{lim} = 8,401 \sqrt{\frac{1 + u}{\omega_1}}. \quad (4)$$

Розрахунковий коефіцієнт тяги передачі визначається за залежністю

$$[\varphi] = \varphi_0 C_\alpha C_z / C_p, \quad (5)$$

де $\varphi_0 = 0,67$ – базове значення коефіцієнта тяги [2], C_p – коефіцієнт режиму навантаження і роботи передачі, а C_z – коефіцієнт, що враховує кількість z приводних пасів у передачі. Коефіцієнти C_p і C_z безпосередньо задаються в ГОСТ 1284.3 – 96, а коефіцієнт C_α , що враховує кут охоплення шківів пасом, з достатньою точністю можна визначити за виразом $C_\alpha = 1 - 0,1(u_1 - 1)/(u_1 + 1)$.

Якщо ввести позначення для розрахункового обертового моменту на ведучому шківі

$$T_{1p} = \frac{T_1}{z} \frac{1 + [\varphi]}{2[\varphi]}, \quad (6)$$

то на підставі виразів (2), (3) і (4) отримаємо залежність

$$T_{1p} = 10^{-3} A d_1 \left[4,211 \sqrt{\frac{1+u}{\omega_1}} - \frac{3,75 b_0^{1,57}}{d_1} - 0,16 \cdot 10^{-9} \omega_1^2 d_1^2 \right]. \quad (7)$$

Записаний вираз (7) дозволяє побудувати графіки залежності T_{1p} від ω_1 з врахуванням d_1 і u для приводних клинових пасів стандартизованих типів перерізів Z, A, B, C, D і E. За допомогою таких графіків, маючи попередньо підраховане за (5) і (6) значення T_{1p} і відповідну ω_1 , можна безпосередньо встановити для передачі потрібні тип перерізу клинового паса і діаметр d_1 ведучого шківів з врахуванням передаточного числа передачі і умов її експлуатації. Тут зауважимо, що для випадку, коли $\varphi_0 = 0,67$, $C_p = C_\alpha = C_z = 1$, результати наведеного методу вибору параметрів клинопасової передачі збігаються з вимогами, що наведені в таблицях ГОСТ 1284.3 – 96 з похибкою, що не перевищує 5 %.

Література

1. Павлище В. Т., Предко Р. Я. Метод розрахунку клинопасових передач за коефіцієнтами запасу міцності приводних пасів // Вісник Нац. ун-ту „Львівська політехніка”. – 2011. – № 701. – С. 84 – 88.
2. Пронин Б. А., Овчинникова В. А. Расчет клиноременных передач. „Вестник машиностроения”. – 1982. – № 3. – С. – 23 – 26.



УДК 62-231:621.9.04

Юрій Кузнецов, професор; Олексій Самойленко; Сергій Савицький
Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут"
просп. Перемоги, 37, м. Київ, 03056

ВЕРСТАТ ДЛЯ ОБРОБКИ ПОЛІГОНАЛЬНИХ ПОВЕРХОНЬ З ЛАНЦЮГОВИМИ ПЕРЕДАЧАМИ

Yuri Kuznetsov; Oleksiy Samoilenko; Sergey Savitskiy

MACHINE TOOLS FOR POLYGONAL SURFACES WITH CHAIN DRIVE

Considered the current design of the machine stand for processing fine-sized polygonal surfaces by kinematic adjustment. To coordinate and rotational movements of the tool parts used two chain transfer, one of which is made with adjustable gear ratio. Machine stand is designed for students laboratory work.