

Определение радиусов R_1 и R_2 . Исходное положение деталей шарнира показана на рисунке 2 (обозначение соответствует рисунку 1).

Аналитически установлено:

- радиус рабочей поверхности валика R_2

$$R_2 = R_1 \frac{\arccos \left[1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right]}{\arccos \left[1 - \frac{0,25 d^2 - a^2}{2 R_1 (R_1 + a)} \right] - \frac{\pi}{z}};$$

- радиус рабочей поверхности

пластины R_1

$$R_{1\max} = \frac{-a + \sqrt{a^2 + 2 \frac{0,25 d^2 - a^2}{1 - \cos(\pi/z)}}}{2},$$

где a – половина «толщины» валика; d – диаметр цилиндрической части валика; z – число зубьев звездочки.

Определены координаты точки контакта M_1 в зависимости от радиусов R_1 и R_2 , угла поворота звеньев цепи φ и размера валика a . Для возможности анализа изменения шага цепи в зависимости от величины радиусов R_1 и R_2 и угла φ выведены уравнения для определения координат центра O_2 валика. Для построения формы рабочей части фасонного отверстия пластин выведены уравнения для определения координат траектории характерных точек N_1 , N_2 , N_3 и N_4 валика. Исследован процесс качения деталей шарнира, составлены уравнения равновесия валика с учетом сил трения качения и установлены условия отсутствия проскальзывания рабочей поверхности пластины по рабочей поверхности валика.

Тяговая цепь с шарнирами трения качения шагом 125 мм изготовлена и проведены лабораторные испытания на стенде при нагрузке 3500 Н и скорости движения $0,34 \text{ мс}^{-1}$. Сравнительная износостойкость цепи с шарнирами трения качения в 5 ... 6 раз выше, чем серийной цепи с шарнирами трения скольжения.

Литература

1. Тененбаум М.М., Файнлеб А.М. Развитие конструкций и анализ износостойкости шарнирных соединений сельскохозяйственных машин в СССР и за рубежом Сер. Сельскохозяйственные машины. – М.: ЦНИИТЭИ тракторосельмаш, 1973. – 55 с.
2. Узклингис Г.А. Исследование и усовершенствование цепного устройства навозоборочного скребкового транспортера: Автореф. дис. на соиск. учен. степ. канд. техн. наук: 05.06.01; 05.02.02 – М., 1981. – 18 с.
3. Штокман И.Г., Липицкий Г.Т., Угольников В.Ф. Шарниры качения тяговых цепей многочерпаковых экскаваторов // Известия высших учебных заведений. Сер. Горный журнал. – 1958. - №12. – С. 79-86.
4. Николаев Б.В. Анализ и расчет элементов шарнира качения зубчатой цепи // Известия вузов. Сер. Машиностроение. – 1960. - №8. С. 87-98.
5. Воробьев Н.В., Глушков Г.А. Зубчатые цепи и их износостойкость // Машиностроитель. – 1964. - №7. – С. 34-35.
6. Воробьев Н.В. Исследование зубчатых цепей с шарнирами качения. – В кн.: Новые конструкции, технология и специализация производства цепей. – М.: 1964. – С. 51-65.
7. Воробьев Н.В. Цепные передачи. – М.: Машгиз, 1962. – 240 с.



УДК 62-585.9.621.855

Владислав Проценко; Валентин Настасенко, доцент

*Херсонська державна морська академія,
73000, м. Херсон, проспект Ушакова, буд. 20*

ПЕРСПЕКТИВИ ЗАСТОСУВАННЯ КАНАТНО-ЛАНЦЮГОВИХ ПЕРЕДАЧ ТА ПРИСТРОЇВ

Vladislav Protsenko; Valentin Nastasenko

**PERSPECTIVES OF APPLICATION
OF ROPE-CHAIN TRANSMISSIONS AND DEVICES**

In operation perspectives of application of rope-chain transmissions and devices are considered. Their advantages in comparison with known chain drives are presented. New constructions of rope-chain transmissions are developed and licensed.

Зв'язок проблеми з основними науковими напрямками. Робота відноситься до області машинознавства та деталей машин, а саме до ланцюгових передач, що використовуються для передачі руху між паралельними валами за рахунок гнучкого елемента.

Аналіз стану та актуальність проблеми. Постановка задачі. Розвиток всіх галузей народного господарства в значній мірі залежить від технічного рівня і якості машин і систем. В теперішній час машини, що містять ланцюгові передачі та пристрої знаходять широке застосування у всіх галузях народного господарства. Ланцюгові передачі широко використовують в металоріжучих і текстильних верстатах, поліграфічних, будівельних і підіймально-транспортних машинах, нафтобуровому і сільськогосподарському обладнанні. Широке застосування ланцюгових передач пояснюється їх перевагами [1, 2].

В той же час ланцюгові передачі характеризуються і рядом недоліків:

1) низкою довговічністю ланцюга через наявність у нього великої кількості елементів, що веде до підвищеного зносу в місцях їх сполучень;

2) витягненням ланцюга внаслідок зносу шарнірів, що приводить до збільшення довжини і кроку ланцюга, порушення його зачеплення із зірочками, зростання динамічних навантажень і необхідності застосування натяжних пристроїв, що ускладнює конструкцію приводу;

3) неможливістю компенсації збільшення кроку ланцюга через нерегульовану конструкцію ланцюга, що веде до необхідності заміни міцних ланцюгів через порушення їх зачеплення із зірочками;

4) високою чутливістю до точності монтажу і догляду;

5) малою демпфуючою здатністю через високу жорсткість ланцюга, що приводить до його шуму та підвищеного зносу;

6) коливаннями передавального відношення через хордальне розташування ланок ланцюга на зірочках, що є джерелом динамічних навантажень в приводі;

7) можливістю передачі руху тільки в одній площині через високу жорсткість ланцюга.

У зв'язку з сучасними тенденціями до підвищення надійності, продуктивності, експлуатаційної швидкості робочих машин, при зосередженні великих потужностей в одному агрегаті, вимоги до ланцюгових передач постійно ростуть. Таким чином, *задача усунення вказаних недоліків і вдосконалення ланцюгових передач є актуальною*, має значний науковий і технічний інтерес і представляє велике значення для народного господарства.

Розв'язання поставленої задачі забезпечене [3] за рахунок застосування в передавальному елементі замість ланцюга гнучкого елемента у вигляді сталевих канатів із закріпленням на ньому в різних варіантах несучих елементів – кульок, втулок і роликів. Приєднання несучих елементів до гнучкого елемента здійснене за рахунок виконання в них повздовжніх різьбових або гладких отворів з введенням в них гвинтів, що служать для натягнення каната і компенсації збільшення кроку. Виконання замкнутого контура каната здійснене за рахунок введення його кінців з двох сторін в повздовжні виїмки або отвори замикаючого несучого елемента і закріплення їх завальцьовкою, зваркою, пайкою або іншим способом, при цьому канат перед закладенням може бути заздалегідь зварений або сполучений встик іншим методом, а місце стику потім оброблено до діаметра виїмок або отворів.

Застосування в передачі сталевих канатів забезпечує:

1) відсутність коливання передавального відношення за рахунок дугового розташування каната циліндричних ділянок зірочок, аналогічно пасам у пасових передачах;

- 2) можливість зниження вимог до точності монтажу за рахунок гнучкості канатів;
- 3) виключення шарнірної конструкції та зниження кількості елементів;
- 4) забезпечення демпфування коливань через розсіяння енергії в канатах [4] і зниження за рахунок цього динамічних навантажень та шуму;
- 5) можливість компенсації видовження канатів;
- 6) можливість передачі рух в кількох площинах за рахунок гнучкості канатів.

Авторами була розроблена канатно-ланцюгова передача приводу ріжучого апарату кукурудозбирального пристосування КМС-6 кроком $p = 25,4$ мм схема якої показана на рис. 1.

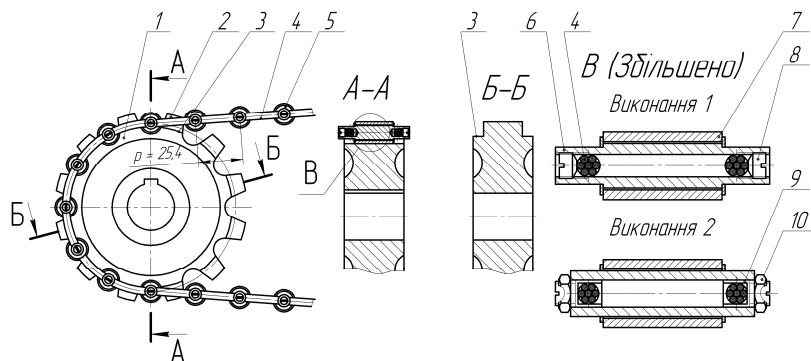


Рисунок 1. Схема розробленої канатно-ланцюгової передачі

Вона містить зірочки 1 із зубцями 2 та циліндричними ділянками 3, які охоплені передавальним елементом, що складається з канатів 4 на які встановлені несучі елементи 5. Несучі елементи складаються з втулок 6, які встановлені своїми поперечними отворами на канати 4 і затиснені в них різьбовими пробками 8, що встановлені в осьові різьбові отвори втулок (виконання 1), або затиснені гладкими пробками 9 і гайками 10 (виконання 2), при цьому канати повинні бути додатково пропущені в поперечні отвори пробок 9. На втулках можуть бути установлені ролики 7 для зменшення зносу втулок 6 і зубців 2 зірочок 1. Гнучкий елемент передає потужність $N = 5,2$ кВт при частотах обертання зірочок $n_1 = 519$ хв⁻¹ і $n_2 = 360$ хв⁻¹ і містить два канати діаметром 4,1 мм конструкції 6×19(1+6+6/6) ГОСТ 2688.

В теперішній час виконується виготовлення експериментального зразка передачі та установки для її дослідження.

Література

1. Вороб'єв Н.В. Цепные передачи. – М.: Машиностроение, 1968. – 252 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
3. Решение о выдаче патента Российской Федерации на изобретение от 15.02.2011. Цепная передача и составляющие её элементы, авторы: В.А. Настасенко, В.А. Проценко. Заявка на патент МПК F 16 G 13/00//F 16 H 7/00/9/00//55/00 № 2007111689 от 29.03.2007.
4. Малиновский В.А. Особенности механики подъемных и тяговых стальных канатов с учетом нелинейных и квазиупругих свойств: Автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.05; 05.15.16 / Малиновский Валентин Анатольевич; Государственная горная академия Украины. – Днепропетровск, 1996. – 36 с.



УДК 69.585.9.621.855

**Владимир Белостоцкий, доцент; Анатолий Миняйло, профессор;
Михаил Пивень, доцент**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко
ул. Артёма, 45, г. Харьков, Украина, 61002*

**РАСЧЕТ УСТАЛОСТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПРИВОДНЫХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВЫХ
ОДНОРЯДНЫХ И МНОГОРЯДНЫХ ЦЕПЕЙ**

Vladimir Belostotskiy; Anatoliy Miniaylo; Mikhail Piven