

УДК 687.053.1

## ДО ПИТАННЯ ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ СФЕРИЧНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАР ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

**В.А. Горобець, О.П. Манойленко**

Київський національний університет технологій та дизайну

*В роботі проведений порівняльний аналіз довговічності типових сферичних кінематичних пар та аналогічних пар нової будови, що запропонована авторами.*

**Ключові слова:** Кінематична пара, ланка, довговічність, ремонтоздатність, технічний ресурс, інтенсивність зносу.

Незважаючи на всезростаючу комп'ютеризацію та автоматизацію швейного обладнання, які призвели до повної зміни його програмних пристроїв, основними виконавчими механізмами (тобто механізмами, що передають рух безпосередньо робочим органам) залишаються важільні. Для передачі руху з однієї площини в іншу в цих механізмах дуже часто застосовуються просторовий чотириохланковик з двома обертовими та двома сферичними кінематичними парами. До його переваг належать простота, достатня роботоздатність в широкому діапазоні зміни параметрів та можливість передачі руху між площинами, що розташовані під довільним кутом.

Однак рухомі з'єднання даного кінематичного ланцюга мають також суттєві недоліки, які властиві всім нижчим кінематичним парам, в яких реалізується тертя ковзання: підвищений знос поверхонь та необхідність великої витрати мастильних матеріалів. Крім того, оскільки в швейному обладнанні для забезпечення необхідної точності з'єднання (кінематичні пари) виконують за 6-7 квалітетом, та величина допустимого зносу цих з'єднань досить незначна. Це, в свою чергу, призводить до малого технічного ресурсу цих пар, а також до низької технологічності ланок, тому що ремонт їх сферичних поверхонь утруднений технологічно і до того ж високозатратний. Нарешті в даному кінематичному ланцюзі шатун має зайву ступінь вільності (поворот навколо повздовжньої осі). Тому в більшості випадків (особливо в швидкісних машинах передбачають обмежувачі, або у вигляді пари палець-вилка, яку закріплюють додатково на шатуні, або у вигляді обмежувача складної форми з круглим перерізом, який вводиться в отвори на шатуні та пальці коромисла. Перший пристрій дуже швидко зношується, оскільки вилка та палець утворюють вищу поступальну пару, а другий ще більше знижує і без того низьку технологічність виготовлення ланок даної конструкції.

### ***Постановка завдання***

Виходячи з вищесказаного, задачею дослідження є розробка конструкції ланок просторового чотирьохланковика, яка усувала б перелічені недоліки, тобто забезпечувала вищі: технологічність, довговічність та ремонтпридатність конструкції, а також порівняльна оцінка за цими критеріями відомого та запропонованого технологічного рішення.

### ***Об'єкт та методи дослідження***

Об'єктом дослідження є конкретний механізм петельника швейної машини, що містить просторовий шарнірний чотирьохланковик.

Методами дослідження є відомі методики визначення навантаження в кінематичних парах та розрахунків на довговічність.

### ***Результати дослідження та їх обговорення***

Авторами розроблено два варіанти [1, 2] конструкцій просторового чотирьохланковика (рис. 1, а, б). Перший варіант (рис. 1, а) містить головний вал 1 встановлений рухомо у задній втулці 2 та передній втулці 3, встановлені нерухомо в корпусі машини 4. На кінці головного вала 1 впритул до передньої втулки 3 закріплений кривошип 5, на пальці 6 якого встановлена втулка 7, на якій встановлена внутрішня обойма дворядного сферичного шарикопідшипника 8, зовнішня його обойма запресована в верхню частину тіла шатуна 9. На торці пальця 6 кривошипа 5 закріплена гвинтом 10 шайба 11, а в нижній частині тіла шатуна 9 запресований додатковий дворядний сферичний шарикопідшипник 12, у внутрішній обоймі, якого запресований палець 13 коромисла 14, який з можливістю регулювання закріплений в коромислі, що з'єднане з корпусом машини.

На торці шатуна гвинтами закріплена кришка 15, профіль якої відповідає профілю шатуна та яка виконана з поперечними щоками, що з'єднані з пальцем кривошипа. Регулювання величини коромисла 14 здійснюється зміною положення пальця 13 в коромислі 14 разом з шатуном 9.

Другий варіант відрізняється від першого тим, що палець 13 виконаний за одне ціле з коромислом 14 і з'єднаний з втулкою 16, що запресована у внутрішню обойму шарикопідшипника 12, а передня втулка 3 встановлена в корпусі машини 4 з можливістю регулювання.

В цьому випадку регулювання величини коливань коромисла 14 здійснюється зміною положення передньої втулки 3 в корпусі машини 4 разом з шатуном 9.

Запропоновані конструкції мають наступні переваги з точки зору ремонтпридатності та технологічності:

1. Відсутність сферичних поверхонь ланок (кривошипа, шатуна, коромисла, що суттєво підвищує технологічність їх виготовлення.

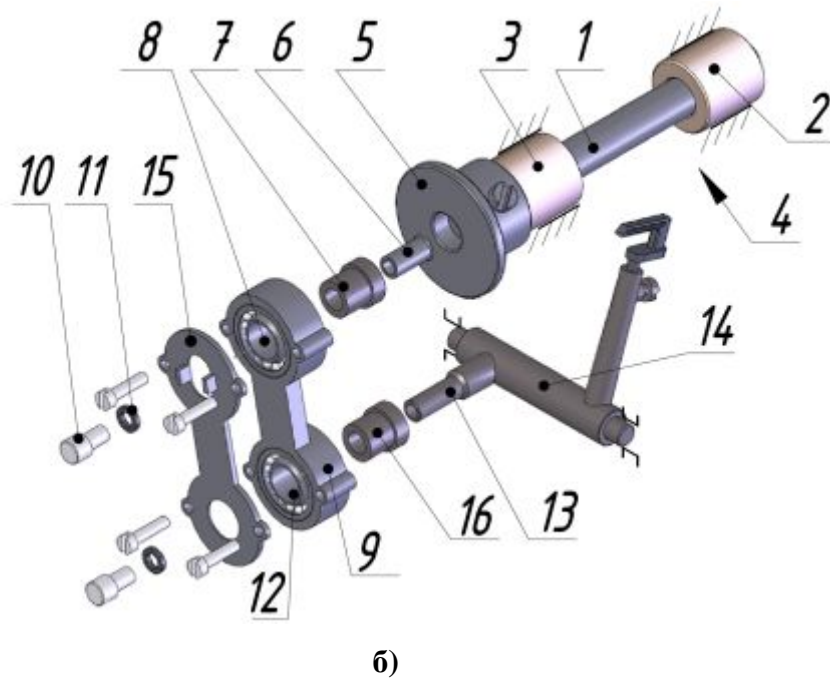
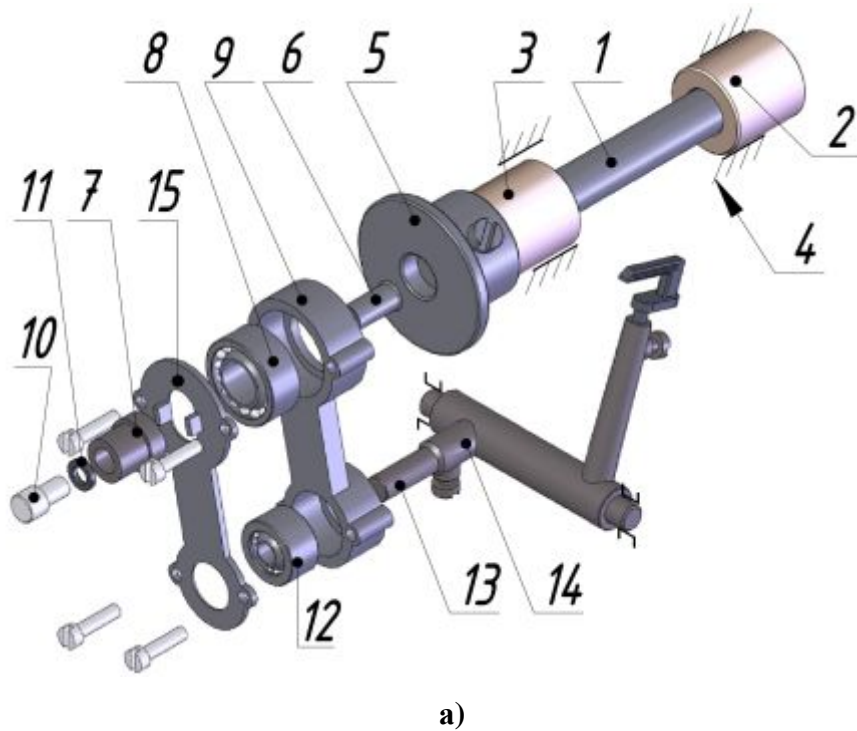


Рис. 1. Варіанти конструкції просторового чотирьохланковика :  
а – варіант 1, б – варіант 2

2. Застосування однієї кришки замість двох, яка не потребує сумісної обробки разом з шатуном і виготовляється штампуванням, також робить конструкцію більш технологічною.

3. Обмежувач повороту шатуна є частиною кришки і не потребує окремих деталей.

4. Ремонт зношених кінематичних пар полягає в заміні сферичних пар (стандартних радіальних сферичних підшипників) запресованих в головках шатуна, а також заміни недорогої штампованої кришки, що суттєво знижує його тривалість та вартість.

Для порівняння довговічності кінематичних пар нових та відомої конструкції проведемо розрахунки цієї величини за відомими методиками.

Розрахунки довговічності проводимо для кінематичної пари кривошип-шатун як більш навантаженої. Згідно з методикою [3, 4] спочатку необхідно визначити приведені навантаження:

$$Q = \left( X \cdot K_K \sqrt{(R_B)^2 + (R_\Gamma)^2} + Y \cdot R_O \right) \cdot K_\delta \cdot K_T, \quad (1)$$

де:  $R_B$ ,  $R_\Gamma$ ,  $R_O$  – відповідно вертикальна, горизонтальна і осьова складові реакції на підшипник ( $R_{12}^Y = R_B$ ,  $R_{12}^Z = R_\Gamma$ ,  $R_{12}^X = R_O$ ) (рис. 2);

$X$  та  $Y$  – відповідно коефіцієнти радіального та осьового навантаження ( $X=1$ , та  $Y=4,5$  [4]);

$K_K$  – кінематичний коефіцієнт ( $K_K=1,2$  [3]);

$K_\delta$  та  $K_T$  – відповідно коефіцієнти безпеки та температурний ( $K_\delta = 1,5$ ,  $K_T=1$  [3]).

Для визначення складових реакцій в підшипнику виконаємо кінематичний аналіз просторової дволанкової групи. Обмежувач осьових поворотів шатуна АВ умовно показаний на рисунку у вигляді вилки.

На дану групу діють складові сили та моментів інерції другої ланки шатуна АВ (перша – кривошип –  $O_1A$ ):  $P_{12}^X, P_{12}^Y, P_{12}^Z, M_{12}^X, M_{12}^Z$  та третьої коромисла  $O_2B$  –  $P_{13}^X, P_{13}^Y, P_{13}^Z, M_{13}^Z$  з урахуванням того, що шатун АВ не має поворотного руху відносно осі ОХ, а коромисло  $O_2B$  рухається в площині ХОZ. Крім того на дані ланки діють сили реакцій першої ланки на другу –  $R_{12}^X, R_{12}^Y$  та  $R_{12}^Z$  та стійки О – на третю –  $R_{03}^X, R_{03}^Y, R_{03}^Z$ . Таким чином маємо 6 невідомих, для визначення яких може бути складено 7 рівнянь рівноваги.

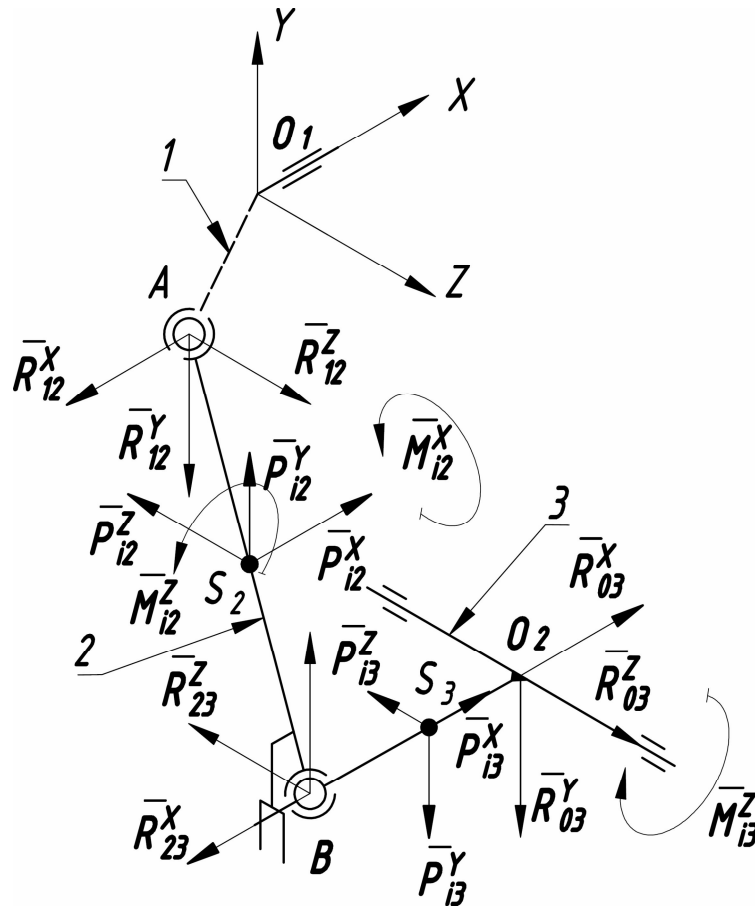


Рис. 2. Кінетостатичний аналіз просторової дволанкової групи

Конкретний розрахунок проведемо для просторового чотирьохланковика, застосованого в швейній машині 51 кл. ОЗЛМ. Для визначення масо-інерційних параметрів, сил та моментів інерції, а також реакцій опор застосуємо САПР для інженерних розрахунків – SolidWorks. Для цього відповідно з кресленням загального виду швейної машини 51 кл. ОЗЛМ було побудовано модель механізму петельників цієї машини (рис. 3), для якої з застосуванням додатку – SolidWorks Motion при максимальних частотах обертів головного валу  $n=3500$  об/хв без урахування коливань кутової швидкості при розгоні машини. Результати дослідження представлені графіками рис. 3, а, б, в де показані складові реакцій в кінематичній парі кривошип шатун, а також визначений момент ( $t=0,16$  с) при якому сумарна реакція має максимальне значення.

В результаті, при відмітці  $t=0,16$  с отримаємо максимальні значення проекції сили –  $R_{12}^X = -7H$ ,  $R_{12}^Y = -215H$ ,  $R_{12}^Z = 2H$ , а також приведенного значення навантаження за формулою (1)  $Q = 434,3H$ .

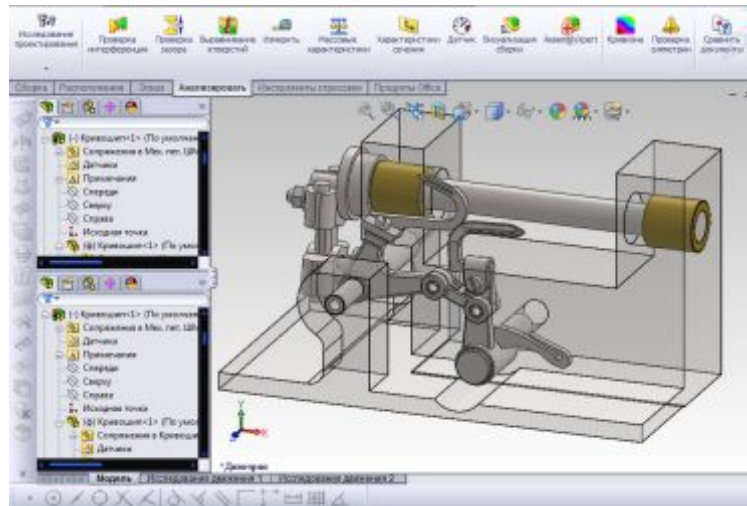


Рис. 3. Модель механізму петельників швейної машини 51 кл. ОЗЛМ

Довговічність  $L$  сферичного радіального шарикопідшипника вираховуємо за формулою [3]:

$$L_{\text{коч}} = \frac{1,67 \cdot 10^4}{n} \left( \frac{[C]}{Q \cdot 10^{-3}} \right)^\alpha = 2462 \text{ год},$$

де  $[C]$  – табличне значення динамічної вантажопідйомності (для сферичного шарикопідшипника 1300 середньої серії [5] –  $[C]=7,5$  кН);

$n$  – частоти обертів головного вала машини 51 кл. ОЗЛМ ( $n=3500$  об/хв);

$\alpha$  – коефіцієнт, що залежить від кривої втомленості (для шарикових рідшипників  $\alpha=3$  [3]).

Таким чином технічний ресурс при максимальній швидкості машини найбільш навантаженої кінематичної пари при застосуванні сферичного дворядного шарикопідшипника середньої серії складає понад 2000 год.

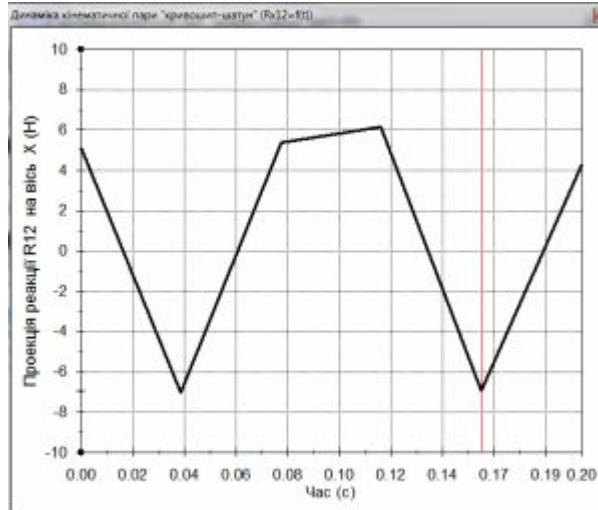
Оскільки підшипники ковзання, як правило, розраховують на середнє питоме навантаження ( $P_c \leq [P]$ ), а також на добуток цього питомого навантаження на окружну швидкість ковзання  $P_c V \leq [PV]$ , то довговічність даної кінематичної пари визначимо, використовуючи поняття допустимого зносу  $Z_d$ .

Для кінематичної пари ковзання при напіврідкому терті [5]:

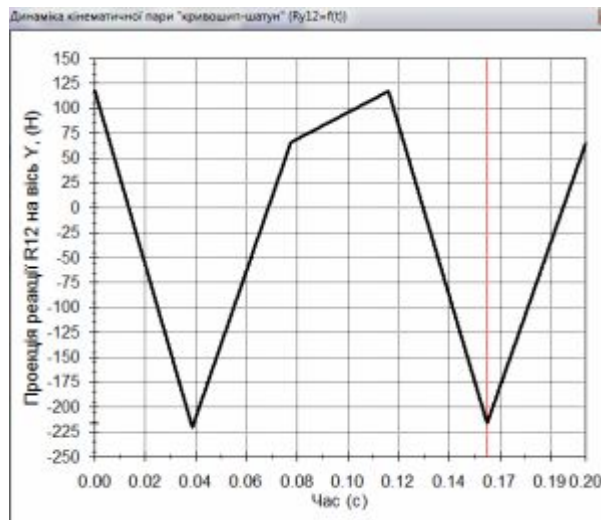
$$Z_d = \frac{10,9 \cdot \eta \cdot n \cdot d^2}{C \cdot p_c} = 2,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

де

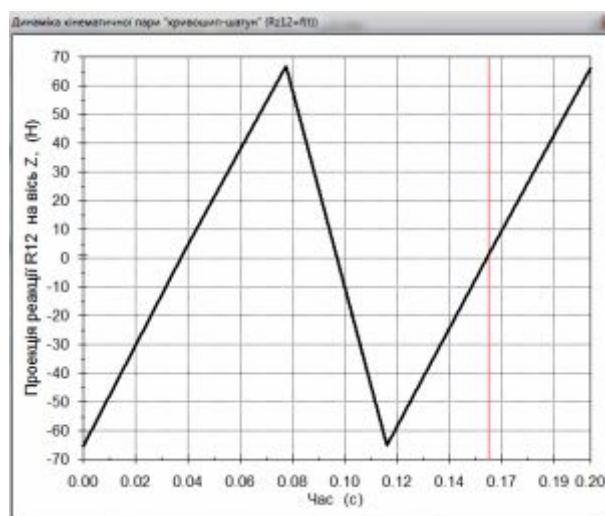
$$P_c = \frac{R_p}{l \cdot d} = \frac{\sqrt{(R_{12}^Y)^2 + (R_{12}^Z)^2}}{l \cdot d}, \quad C = \frac{l+d}{l}$$



а)



б)



в)

Рис. 4. Графіки проекції сили  $R_{12}$  на вісі: а) –  $X$ , б) –  $Y$ , в) –  $Z$

$\eta$  – динамічна в'язкість мастила (для мастила Індустріальне 20, яке застосовується для змащення машини 51 кл. ОЗЛМ  $\eta=1,8 \cdot 10^{-3}$  Нс/м<sup>2</sup>);

$l$  – довжина кінематичної пари (дуги)

$$l = d \cdot \arcsin\left(\frac{b}{d}\right),$$

$d$  – діаметр сфери кінематичної пари (в машині 51 кл. ОЗЛМ –  $d=10$  мм);

$b$  – ширина головки шатуна ( $b=8$  мм).

Визначимо інтенсивність зносу з'єднання за формулою, [5]:

$$i = k \cdot p_c \left(1 - \frac{M \cdot n \cdot l \cdot \eta}{P_c \cdot h^2}\right) = 3,3 \cdot 10^{-10}$$

де  $k$  – коефіцієнт елементарного закону зношування ( $k=5,6 \cdot 10^{-12}$  [6]),

$M$  – коефіцієнт, що враховує умови підводу мастила ( $M=0,03$  [6]);

$h$  – мінімальна товщина мастильного шару (для посадки  $\emptyset 10$  H7/f7 значення  $h=1,6 \cdot 10^{-5}$  м).

Знаходимо довговічність підшипника ковзання

$$L_{\text{ковз}} = \frac{3_{\delta}}{i \cdot V} = \frac{60 \cdot 3_{\delta}}{i \cdot \pi \cdot n \cdot d} = 992 \text{ год}$$

де  $V$  – лінійна швидкість ковзання поверхонь.

### **Висновки**

Проведені дослідження та розрахунки показали ефективність застосування розроблених авторами конструкцій кінематичних сферичних пар як і з точки динаміки є кращими оскільки довговічність кінематичних пар ковзання набагато нижче ніж у кінематичних пар кочення.

### **ЛІТЕРАТУРА**

1. Патент на корисну модель України № 59393. Механізм петельника швейної машини ланцюгового стібка. Горобець В.А., Манойленко О.П. від 10.05.2011.
2. Патент на корисну модель України № 59394. Механізм петельника швейної машини ланцюгового стібка. Горобець В.А., Манойленко О.П. від 10.05.2011.
3. Мархель И.И. Детали машин / Мархель И.И. – М.: «Машиностроение», 1971 – С. 306 – 352.
4. Гузенков П.Г. Краткий справочник к расчетам деталей машин / Гузенков П.Г. – М.: «Высшая школа», 1968 – С. 236 – 260.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя / Анурьев В.И. – М.: «Машиностроение», 1968 – С. 383 – 384.



6. Крагельський Ш.В. Трение, изнашивание и смазка. Книга 2 / Ш.В. Крагельський, В.В. Алисин – М.: «Машиностроение», 1979, – С. 383 – 384.

***В.А. Горобец, О.П. Манойленко***

***К вопросу повышения долговечности сферических кинематических пар рычажных механизмов.***

*В работе проведен сравнительный анализ долговечности типичных сферических кинематических пар и аналогичных пар новой конструкции строения, что предложена авторами.*

***Ключевые слова:*** *Кинематическая пара, звено, долговечность, ремонтпригодность, технический ресурс, интенсивность износа.*

***V.A. Gorobets, O.P. Manoylenko***

***On the issue of longevity increasing of spherical kinematic pair of lever mechanisms***

*In work the comparative analysis of longevity of typical spherical kinematic pairs and similar pairs of a new structure offered by authors is maid.*

***Keywords:*** *kinematic pairs, link, longevity, repair capability, technological lifespan, wear rate.*