

**КОНСТРУКТИВНО ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ
ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ І
ДОВГОВІЧНОСТІ ВУЗЛІВ, ОСЬОВОГО
СТОПОРІННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

**Гевко І.Б., к.т.н.¹, Драган А.П., к.т.н.², Білик С.Г., к.т.н.²,
Диня В.І., к.т.н.²**

¹⁾ Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²⁾ Бережанський агротехнічний інститут національного університету
біоресурсів і природокористування України

Приведена конструкція вузла осьового стопоріння сільськогосподарських машин підвищеної експлуатаційної надійності і довговічності. Виведені аналітичні залежності для визначення силових і конструкційних параметрів оснащення для їх ремонту і відновлення.

Вузли осьового стопоріння широко використовуються у різних сільськогосподарських машинах. Лише у бурякозбиральному комплексі машин (КС-6Б, БМ-6Б і ОГД-6А) ВАТ “Тернопільський комбайновий завод” використовують 671 одиниць різних типорозмірів стопорних елементів цих вузлів, згідно ГОСТ13941-86 – ГОСТ13944-86.

Для збільшення надійності і довговічності вузлів осьового стопоріння (ВОС) запропоновано нову удосконалену конструкцію з двома осьовими компенсаторами зносу в розмірному ланцюзі. Удосконалена конструкція шатунно-поршневої групи з вузлами осьового стопоріння зображена на рис.1а, який складається з корпусу 1, що має осьовий зворотно – поступовий рух, наприклад, поршня, в якому виконано отвір 2 перпендикулярний до напрямку ходу, в який входить циліндричний палець 3 і з’єднує тяговий елемент, наприклад, шатун 4, через голівку втулки 5. В отворі поршня з двох торців виконані кільцеві канавки, в які входять Г - подібні стопорні кільця 6 з компенсаторами зносу.

Можливі три основні варіанти взаємодії циліндричного пальця 3 із торцями горизонтальних полицок 7 стопорних Г – подібних кілець в процесі їх спрацювання.

Перший варіант конструкції б), коли горизонтальні полицки стопорних кілець 7 не є в контакт з торцями циліндричного пальця.

Другий варіант конструкції в), коли одна горизонтальна полицка стопорного кільця є у взаємодії з торцем циліндричного пальця, а друга - виступає назовні.

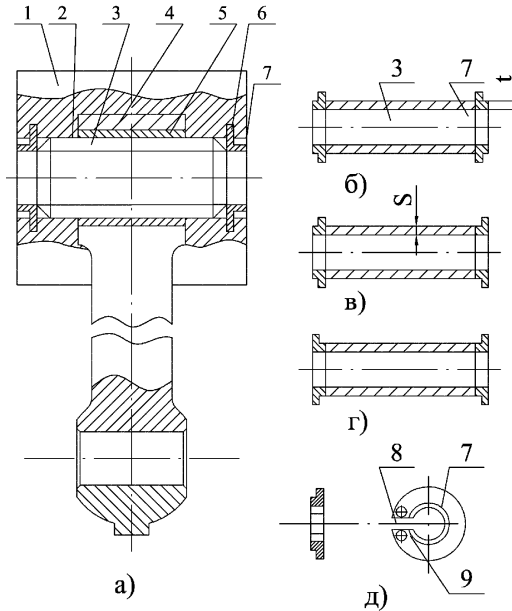


Рис.1. Шатунно-поршневий механізм з елементами осевого стопоріння пальців

Третій варіант конструкції г), коли обидві горизонтальні полицки Г-подібних стопорних кілець є у взаємодії з торцями циліндричного пальця. Крім цього, в конструкції механізму повинно забезпечуватися умова, що площа контакту торцевих поверхонь горизонтальних полицок Г-подібних стопорних кілець в січенні з торцями циліндричного пальця є у повному контакті.

Можливі додаткові проміжні варіанти регулювання осевої взаємодії торців циліндричного пальця з горизонтальними полицками стопорних Г-подібних кілець, коли торці останніх шліфують для встановлення необхідних зазорів між поверхнями тертя (рис.1 в, г).

Конструкція стопорного кільця д) має осевий паз 8 для його стискування при встановленні в отвір корпусу. Цю операцію виконують відомими пристроями – пінцетами через отвори. При стискуванні кільця його зовнішній діаметр повинен бути меншим від внутрішнього діаметру отвору.

По мірі спрацювання циліндричного пальця, його збільшують по зовнішньому діаметру прикладанням осевого зусилля, при цьому зменшується його довжина. В разі експлуатації в такому вигляді палець буде мати значні осеві переміщення, що приведе до різкого зношування пар

тертя. Причому товщина тіла втулки S є значно більшою товщини полицки t стопорної Γ -подібної шайби, які визначаються за умови міцності.

Використання стопорних кілець Γ -подібної форми в січненні в різних можливих варіантах дає можливість підвищити надійність і довговічність пар тертя і забезпечує технологічність конструкції механізму з точки зору ремонтпридатності і компенсує величину можливих осьових переміщень в розмірному ланцюзі, які з терміном його роботи збільшуються. Горизонтальні полицки Γ -подібних кілець є свого роду компенсатори в розмірному ланцюзі механізму в процесі експлуатації механізму.

Для розглядуваної конструкції визначальною буде складова прискорення від зворотньо-поступального руху, а тому, в першому наближенні приймаємо, що відносна швидкість зближення контактних поверхонь при виборі зазору буде [2,3]:

$$v_g = k_g A \omega^2 \Delta. \quad (1)$$

де k_g - приведений коефіцієнт, який залежить від конструктивного виконання з'єднання;

A – амплітуда зворотно-поступового руху;

ω – кутова швидкість зворотно-поступового руху.

Максимальна контактна сила від ударних навантажень буде:

$$P = k_E (mv^2)^\alpha, \quad (2)$$

де k_E – коефіцієнт, що враховує конструктивні особливості, та фізико-механічні властивості матеріалів; α - параметр, що враховує умови удару, за розв'язком контактної задачі Герца $\alpha=3/5$; v – швидкість переміщення, м/с.

Відповідно максимальний зазор при максимально-допустимій силі P_0 буде:

$$\Delta = \left(\frac{P_0}{k_E}\right)^{\frac{1}{\alpha}} \frac{1}{mA^2\omega}, \text{ c}^{-1} \quad (3)$$

де, A – амплітуда зворотно-поступового руху;

ω – кутова швидкість зворотно-поступового руху.

За допустимим зношуванням можна визначити прогнозований час роботи до переустановки стопорних кілець. Так для відкритих шарнірів прогнозований час роботи механізму визначається залежністю [4]:

$$T_g = \frac{K_{zn} L}{C_0 P} (1 - mD) \ln\left(1 + C_1 \frac{\Delta}{1 + C_1 \Delta_0}\right), \quad (4)$$

де K_{zn} – коефіцієнт відносної стійкості матеріалу; L та D – довжина та

діаметр шарніру, мм; C_0 , C_1 , m – параметри моделі, що визначаються згідно [5]; Δ_0 – початковий зазор, мм.

За відомими даними максимальний зазором Δ визначає ступінь зменшення довжини пальця при роздачі:

$$\Delta L = \frac{4k_p \Delta L}{D + d}, \quad (5)$$

де d – внутрішній діаметр пальця, мм; k_p – коефіцієнт що враховує технологічний фактор, при вільній роздачі $k_p \approx 0,5$, при за неволенню по внутрішньому діаметру – $k_p = 1$.

Необхідне зусилля роздачі при цьому визначається із залежності [2]

$$P = \sigma_T \cdot \left(1 + \frac{D}{6h} \right), \quad (6)$$

де σ_T – напруження текучості матеріалу, мм/Н²;

D – діаметр деталі, мм;

h – висота деталі, мм.

Звідки визначаємо величину зміни конструктивних параметрів партертя для різних матеріалів. Результати цих досліджень доцільно використовувати ще на стадії проектування конструкції вузла, передбачаючи відповідний запас об'єму металу при відновленні зношених робочих поверхонь методом пластичної деформації (принцип перерозподілу об'єму металу) для забезпечення ремонтпридатності цього вузла в процесі експлуатації.

На основі конструктивних параметрів кільцевих канавок, які розміщені в отворах корпусних деталей, можна створювати нові типи механізмів різного функціонального призначення.

При відновленні механізму осьового стопоріння в результаті зношення здійснюють роздачу поршневого пальця, при цьому зовнішній діаметр збільшується за рахунок зміни довжини. Напрямок деформації δ тут збігається з дією зовнішньої деформуючої сили P .

Запропонована конструкція забезпечує підвищення експлуатаційної надійності і довговічності шляхом відновлення пластичним деформуванням, яке передбачає ще на стадії проектування закладати відповідний об'єм металу для подальшого забезпечення ремонтпридатності поділу цього об'єму під час ремонту.

Список використаних джерел

1. Деклараційний патент №50967 Україна. Механізм осьового стопоріння. Гевко І.Б. Бюл.№15.

2. Анилович В.Я., Гринченко А.С., Литвиненко В.Л. “Надежность машин”. Харьков.: ОККО, 2001-318с.
3. Волков П.М., Тененбаум М.М. Основы теории расчета сельскохозяйственных машин на прочность и надежность. –М.: Машиностроение, 1977-310с.
4. Барташов Л.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций. –М.: Машиностроение, 1984-312с.
5. Базаров Е.И., Батыщев А.М., Тельнов Н.В. и др. Ремонт машин. 1992.-559с.

Аннотация

КОНСТРУКТИВНО ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ УЗЛОВ, ОСЕВОГО СТОПОРЕНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Гевко І.Б., Драган А.П., Білик С.Г., Диня В.І.

Приведенная конструкция узла осевого стопорения сельскохозяйственных машин. Выведены аналитические зависимости для определения силовых и конструктивных параметров оснащения для их ремонта и восстановления.

Abstract

CONSTRUCTIVE AND TECHNOLOGICAL METHODS FOR IMPROVING OPERATIONAL RELIABILITY AND DURABILITY OF THE AXIAL LOCKING UNITS OF AGRICULTURAL MACHINES

Gevko I.B., Dragan A.P., Bilyk S.G., Dynja V.I.

The construction of the axial locking units of agricultural machines was presented. The analytical dependencies for determining the strength and construction parameters of equipment for axial locking units of agricultural machines repair and recovery were selected.