

УДК 631.3

Ігор Гевко

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗМІРНИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМУ ОСЬОВОГО СТОПОРІННЯ ПАЛЬЦІВ ХОДОВИХ ВУЗЛІВ МАШИН

Приведено удосконалену конструкцію механізму осьового стопоріння ходових вузлів машин і методику розрахунку розмірного ланцюга. Запропонована конструкція забезпечує підвищення надійності і довговічності роботи вузла тертя. Дано практичні рекомендації щодо вибору уніфікованих розмірних параметрів механізму.

Умовні позначення

σ_T - межа текучості, МПа;

D - зовнішній діаметр деталі, мм;

h - висота деталі, мм.;

A_A, A'_A, A_A^{t1} - величини зазорів між втулкою та стопорними кільцями відповідно в позиціях I–III;

A_3, A_3^t, A_3^{t1} - розміри втулки відповідно під час експлуатації (ремонту): $t=0$; t ; $t1=t+\Delta$
де t, Δ - часові проміжки між відповідними ремонтами.

Для забезпечення підвищення експлуатаційного рівня надійності машин використовують конструктивні, технологічні і експлуатаційні шляхи. Перший з них – вибір і обґрунтування принципів експлуатаційного проектування і ремонту, які визначають ефективність механізму.

При розробці схем швидкохідних і високонавантажувальних механізмів осьового стопоріння ходових вузлів машин важливими, з точки зору надійності і довговічності, є вимоги простоти і раціональної компоновки основних вузлів, технологічності та ремонтпридатності конструкції, а також розроблювана конструкція повинна відповідати вимогам технічної зручності в експлуатації [1,2,3].

Основною метою роботи є розроблення удосконаленої конструкції механізму осьового стопоріння пальців з використанням Г-подібних компенсаторів, які забезпечують працездатність механізму мінімум на три ремонтних розміри при мінімальних витратах при ремонті, що дає можливість значно підвищити надійність і довговічність роботи вузлів тертя і машин в цілому.

Зношування робочих поверхонь приводить до змінювання зазорів, при появі ударних навантажень і переходу до процесів руйнування, а зношування супроводжується – порушенням точності механізмів і машин. В працях [4,5] приведені шляхи відновлення окремих деталей пар тертя ходових механізмів машин без доведення їх до готовності. У цих випадках необхідно передбачити можливість компенсації зношування за допомогою компенсаторів різних конструкцій [6].

На прикладі шатунно-поршневого механізму двигунів внутрішнього згорання розглянемо удосконалену схему цього механізму з точки зору збільшення його надійності і довговічності.

Поршневі пальці цього механізму виготовляють з маловуглецевих або легованих сталей, цементують, гартують і відпускають до твердості HRC 45...52 при товщині поверхневого шару 1–1,5 мм. Максимальний допустимий зазор між пальцем і його поверхнями тертя складає 0,1–0,4 мм., після чого дане спряження відправляють в ремонт, а початковий зазор складає в цих насадках 0,02–0,03 мм.

Якщо при ремонті здійснюють заміну пальця зі збільшенням його зовнішнього діаметра за рахунок зменшення його довжини, втулка після розточування залишається старою при умові, що її посадка в голівці не послаблена. При ослабленій посадці отвір в голівці розточується під зовнішній ремонтний розмір втулки.

Суть методу ремонту полягає в тому, що зношену втулку шатуна розвертають до усунення овальності, а палець осаджують по довжині на пресі тиском 60–70 МПа. Після цієї операції втулку перешліфовують на безцентрошліфувальних верстатах і полірують.

Для збільшення надійності і довговічності цього механізму запропоновано нову удосконалену конструкцію. Механізм осьового стопоріння пальців ходових вузлів машин зображений 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, скраю виконані кільцеві канавки, в які входять Г-подібні стопорні кільця 6 в січєнні з горизонтальними полицками 7.

Можливі три варіанти взаємодії циліндричного пальця 3 із стопорними Г-подібними кільцями в січєнні в процесі їх спрацювання.

Перший варіант конструкції б), коли горизонтальні полицки стопорних кілець 7 не є в контакті щодо торців циліндричного пальця.

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

Третій варіант конструкції г), коли обидві горизонтальні полицки 7 Г-подібних стопорних кілець є у взаємодії з торцями циліндричного пальця. Крім цього, конструкція механізму забезпечує умову, що площина контакту торцевих поверхонь горизонтальних полицок Г-подібних стопорних кілець в січєнні з торцями циліндричного пальця є у повному контакті.

Конструкція стопорного кільця д) має осьовий 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.

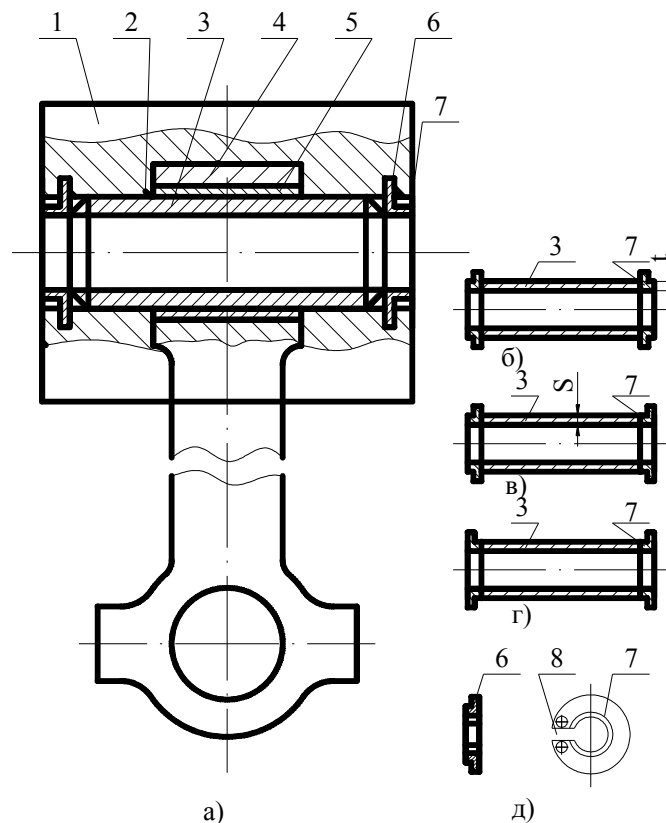


Рис. 1. Механізм осьового стопоріння пальців ходових вузлів машин

У міру спрацювання циліндричного пальця, його збільшують по зовнішньому діаметру прикладанням осьового зусилля, при цьому зменшується його довжина. В разі

експлуатації в такому вигляді палець буде мати значні осьові переміщення, що приведе до різкого зношування пар тертя. Причому товщина тіла втулки S є значно більшою товщини полицки t стопорної Г-подібної шайби, які визначаються за умови міцності.

Використання стопорних кілець Г-подібної форми в січенні 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, які з терміном його роботи збільшуються. Горизонтальні полицки Г-подібних кілець є свого роду компенсатори в процесі експлуатації механізму. Причому площа контакту горизонтальних полицок стопорних кілець повинна бути у повній взаємодії з торцями циліндричного пальця, що регулюється співвідношенням діаметрів горизонтальних полицок і пальця.

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

Необхідне зусилля роздачі при цьому визначається із залежності [5]

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

звідки визначаємо величину зміни конструктивних параметрів пар тертя 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.

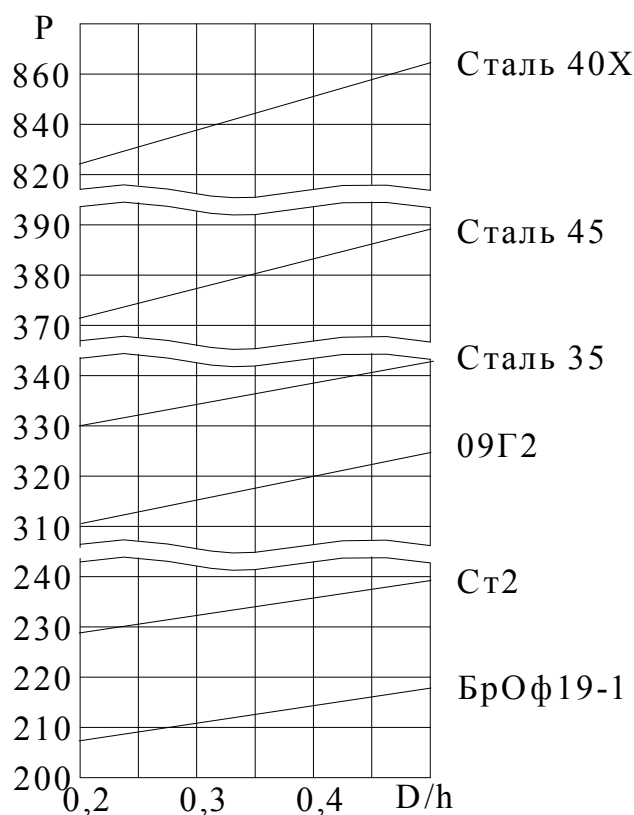


Рис. 2 Залежність зусилля роздачі поршневих пальців від конструктивних параметрів і властивостей матеріалу

Рівняння номінальних розмірів механізму осьового стопоріння з визначення максимальної і мінімальної величини замикаючої ланки, (рис. 3), має вигляд:

$$\begin{cases} A_{\Delta max} = A_{1max} - A_{2max} - A_{3max} - A_{4max} \\ A_{\Delta min} = A_{1min} - A_{2min} - A_{3min} - A_{4min} \end{cases} \quad (2)$$

В конструкцію механізму закладемо такі конструктивні параметри, які визначаються з нижче приведених залежностей (3, 4 і 5)

$$\begin{cases} A_{6max} = A_{5max} - A_{2min} \\ A_{6min} = A_{5min} - A_{2max} \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} A_{8max} = A_{7max} - A_{4min} \\ A_{8min} = A_{7min} - A_{4max} \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} A_{\Delta max}^t = A_{1max} - A_{2min} - A_{3min}^t - A_{7min} \\ A_{\Delta min}^t = A_{1min} - A_{2max} - A_{3max}^t - A_{7max} \end{cases} \quad (5)$$

За період експлуатації в часі $2t1 = t + \Delta$ конструктивні параметри пар тертя змінюються з залежністю (5):

$$\begin{cases} A_{\Delta max}^{2t1} = A_{1max} - A_{5min} - A_{3min}^{2t} - A_{7min} \\ A_{\Delta min}^{2t1} = A_{1min} - A_{5max} - A_{3max}^{2t} - A_{7min} \end{cases} \quad (6)$$

З технологічної точки зору і уніфікації розмірів приймаємо значення конструктивних параметрів з таким співстановленням:

$$\begin{cases} A_{2max} = A_{4max} \\ A_{2min} = A_{4min} \end{cases} \quad (7)$$

$$\begin{cases} A_{5max} = A_{7max} \\ A_{5min} = A_{7min} \end{cases} \quad (8)$$

Залежність зусилля роздачі поршневих пальців від конструктивних параметрів і властивостей матеріалу подана на рис. 2.

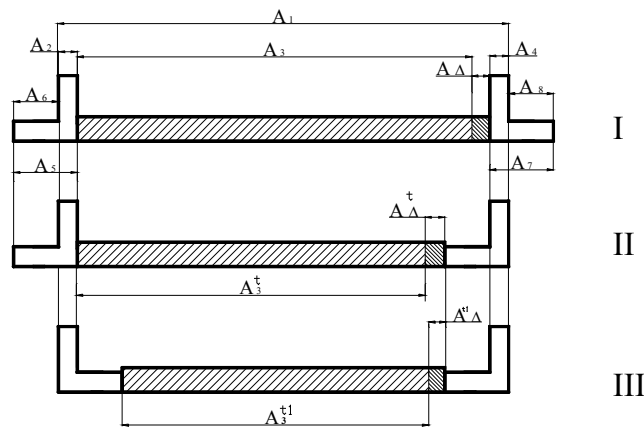


Рис. 3. Розмірний ланцюг механізму осьового стопоріння пальців ходових вузлів машин
I – номінальні розміри; II – розміри I ремонту; III – розміри II ремонту

З врахуванням уніфікації розмірів приймаємо мінімальне і максимальне значення A_4 і $A_{2,4}$:

$$\begin{cases} A_{\Delta max} = A_{1max} - A_{3min} - 2A_{2/4min} \\ A_{\Delta min} = A_{1min} - A_{3max} - 2A_{2/4max} \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} A_{2,4min} = (A_{1max} - A_{3min} - A_{\Delta max}) \times 0,5 \\ A_{2,4max} = (A_{1min} - A_{3max} - A_{\Delta min}) \times 0,5 \end{cases} \quad (10)$$

Отже, геометричні параметри стопорних кілець, з врахуванням уніфікації, визначаються за формулами:

$$\begin{cases} A_{2,4min} = (A_{1max} - A_{3min} - A_{\Delta max}) / 2 \\ A_{2,4max} = (A_{1max} - A_{3max} - A_{\Delta min}) / 2 \end{cases} \quad (11)$$

$$\begin{cases} A_{5,7min} = A_{\Delta max}^t + A_{2/4min}^t + A_{3min}^t - A_{3min}^{t1} - A_{\Delta max}^{t1} \\ A_{5,7max} = A_{\Delta min}^t + A_{2/4max}^t + A_{3max}^t - A_{3max}^{t1} - A_{\Delta min}^{t1} \end{cases} \quad (12)$$

Величини зазорів між втулкою і стопорними кільцями можна визначити за відповідними методиками в залежності від величини зношування втулки в часі і величини її осаджування в різних комбінаціях розмірів з рівнянь 13, 14, 15 і 16.

$$\begin{cases} A_{\Delta max}^{t1} = A_{1max} - A_{3min}^{t1} - A_{5,7min} \\ A_{\Delta max}^t = A_{1max} - A_{2min}^t - A_{3min}^t - A_{5,7min} \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} A_{\Delta max}^{t1} = A_{\Delta max}^t + A_{2min}^t + A_{3min}^t + A_{5,7min} - A_{3min}^{t1} - 2A_{5,7min} \\ A_{\Delta max}^{t1} = A_{\Delta min}^t + A_{2min}^t + A_{3min}^t - A_{5,7min} - A_{3min}^{t1} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} A_{\Delta min}^{t1} = A_{1min} - 2A_{5,7max} - A_{3max}^{t2} \\ A_{\Delta min}^t = A_{1min} - A_{2max}^t - A_{3max}^t - A_{5,7max} \end{cases} \quad (15)$$

$$\begin{cases} A_{\Delta min}^{t1} = A_{\Delta min}^{t1} + A_{2max}^t + A_{3max}^t + A_{5,7max} - 2A_{5,7max} - A_{3max}^{t1} \\ A_{\Delta min}^{t1} = A_{\Delta min}^{t1} + A_{2max}^t + A_{3max}^t - A_{5,7max} - A_{3max}^{t1} \end{cases} \quad (16)$$

Величини мінімальних і максимальних значень параметрів A_5 і A_r можна визначити із залежності (17):

$$\begin{cases} A_{5,7min} = A_{\Delta max}^t + A_{2min}^t + A_{3min}^t + A_{3min}^{t1} - A_{\Delta max}^{t1} \\ A_{5,7max} = A_{\Delta min}^t + A_{2max}^t + A_{3max}^t + A_{3max}^{t1} - A_{\Delta min}^{t1} \end{cases} \quad (17)$$

Висновки

1. Запропонована удосконалена конструкція механізму осевого стопоріння пальців ходових вузлів машин з компенсаторами у вигляді Г-подібних стопорних кілець, які забезпечують підвищення надійності і довговічності роботи вузлів пар тертя і можуть мати широке практичне застосування в машинобудуванні і автомобілебудуванні.
2. Виведені аналітичні залежності для визначення максимальної і мінімальної величини розміру замикаючої ланки розмірного ланцюга і його складових ланок, які можуть використовуватися при проектуванні і ремонті відповідних механізмів.
3. Для відновлення зношених робочих поверхонь деталей пар тертя методом пластичної деформації необхідно ще на етапі проектування конструкції вузла тертя передбачити відповідний запас об'єму металу (принцип перерозподілу об'єму металу) для подальшого забезпечення ремонтноздатності конструкції вузла тертя.

The improved construction of the axis stopper mechanisms of the machine operation units and calculation technique of the chain of dimensions are given. Analytic dependences for determining the maximum and minimum of the end link of dimension chain and its parts are derived.

Література

1. Б.И. Костецкий, И.Г. Носовский, Л.И. Бершадский и др. Надёжность и долговечность машин. - К.: Техніка, 1975, - 408с.
2. В.И. Прейсман. Основы надёжности сельскохозяйственной техники. - К.: Вища школа, 1979.
3. Л.С. Єрмолов, В.М. Кряжков, В.Е. Черкуну. Основы надёжности сельскохозяйственной техники. - М.: Колос, 1982. - 192с.
4. Л.Н. Воробйов. Технология машиностроения и ремонт машин. - М.: Высшая школа, 1981. - 308с.
5. В.М.Власенко, Г.Ю.Надольний, О.Г.Терхунов, В.А.Крижанівський. Технология ремонту сільськогосподарської техніки. - К.: Вища школа, 1992. - 279с.

6. Гевко І.Б. Механізм осьового стопоріння деталей. - Патент України №50967. - Бюл. №11 2002р.

Одержано 23.01.2003 р.