

УДК 621.822

Б.М.Гевко, І.Б.Гевко, О.Л.Ляшук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

РОЗРАХУНОК РОЗМІРНОГО ЛАНЦЮГА УДОСКОНАЛЕНОГО ВУЗЛА ПОРШЕНЬ-ШАТУН З КОМПЕНСАТОРАМИ ЗНОСУ

Приведена удосконалена ремонтпридатна конструкція механізмів поршень-шатун і їх вузлів осьового стопоріння. Виведені аналітичні залежності для розрахунку ланок розмірного ланцюга і величини допусків цього механізму в процесі експлуатації.

Ключові слова: *конструкція, механізм, поршень-шатун.*

Основним недоліком існуючих їх вузлів осьового стопоріння (ВОС) двигунів машин є низька надійність і довговічність, особливо при високих динамічних навантаженнях і високих швидкостях руху. Досить відмітити, що затрати на їх ремонт і технічне обслуговування перевищують в декілька разів їх початкову вартість. Вирішення проблеми надійності ходових вузлів машин дозволяє зекономити великі кошти, які витрачають на експлуатацію і ремонт двигунів внутрішнього згорання, дизелів, компресорів та інших механізмів.

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

Розробити удосконалену конструкцію вузла осьового стопоріння пальців механізму поршень-шатун з використанням компенсаторів зносу, яка відпрацьована на технологічність конструкції і забезпечує підвищення працездатності механізму мінімум на три ремонтних розміри при мінімальних витратах, підвищити надійність і довговічність роботи вузлів тертя і машин в цілому.

Зношування робочих поверхонь поршень-шатун двигунів приводить до збільшення зазорів при появі ударних навантажень і переходу до процесів руйнування, а зношування супроводжується – порушенням точності механізмів і машин. На прикладі шатунно-поршневого механізму двигунів внутрішнього згорання розглянемо удосконалену схему цього механізму з точки зору збільшення його надійності, довговічності і ремонтпридатності.

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 головці не ослаблена. 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 перешліфують на безцентрошліфувальних верстатах і полірують.

Для збільшення надійності і довговічності цього механізму запропоновано нову удосконалену конструкцію з двома осьовими компенсаторами зносу в розмірному ланцюзі. Удосконалена конструкція шатунно-поршневої групи з вузлом осьового стопоріння зображена на рис. 1, який складається з корпусу 1, що має осьовий зворотно – поступовий рух поршня, в якому виконано отвір 2 перпендикулярний до напрямку ходу, в який входить циліндричний палець 3 і з'єднує тяговий елемент, шатун 4, через головку 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.

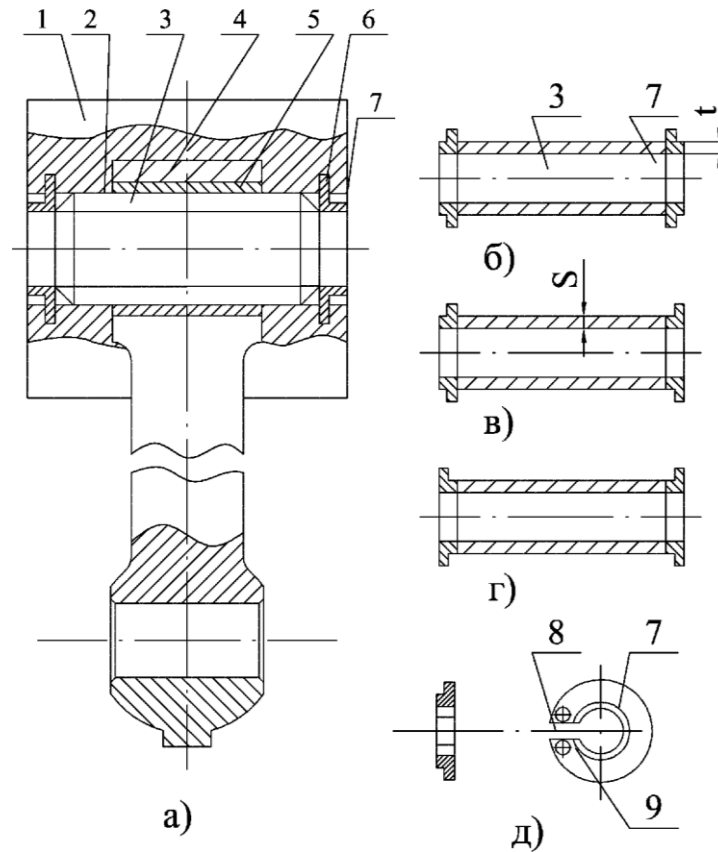


Рис. 1. Шатунно-поршневий механізм з елементами осевого стопоріння пальців

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

Третій варіант конструкції г), коли обидві горизонтальні полицки 7 Г – подібних стопорних кілець є у взаємодії з торцями циліндричного пальця. Крім цього, в конструкції механізму повинно забезпечуватися умова, що площина 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. Залежність зусилля роздачі поршневих пальців від конструктивних параметрів і властивостей матеріалів показано на рис. 2.

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 осевих переміщень в розмірному ланцюзі, які з терміном його роботи збільшуються. Горизонтальні полицки Г-подібних кілець є свого роду компенсатори в розмірному ланцюзі.

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.

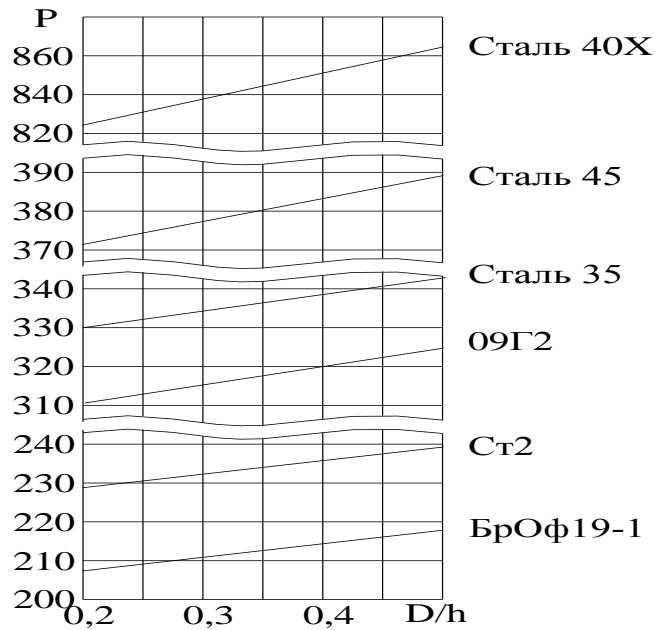


Рис. 2. Залежність зусилля роздачі поршневих пальців від конструктивних параметрів і властивостей матеріалу

При відновленні механізму осьового стопоріння в результаті зношення здійснюють роздачу поршневого пальця, при цьому зовнішній діаметр збільшується за рахунок зміни довжини. Розрахункова схема процесу зображена на рис.3.

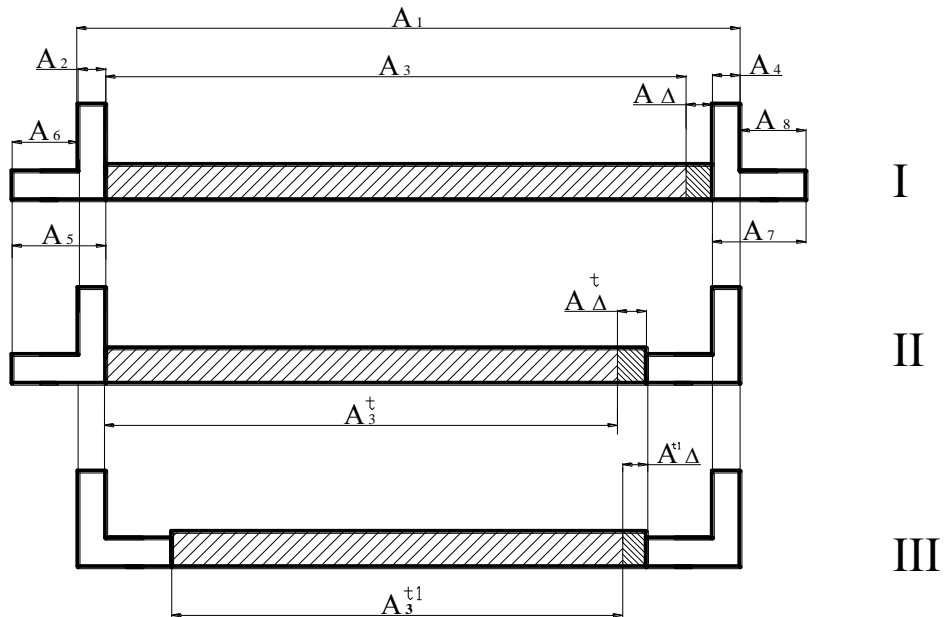


Рис. 3. Розрахункова схема розмірного ланцюга ходового механізму з елементами осьового стопоріння пальців I – номінальні розміри; II – розміри I ремонту; III – розміри II ремонту

На основі теорії розмірних ланцюгів рівняння номінальних розмірів механізму з елементами для осьового стопоріння з визначення максимальної і мінімальної величини замикаючої ланки, має вигляд:

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

За період експлуатації в часі $2t_1 = t + \Delta$ конструктивні параметри пар тертя змінюються з залежністю

$$\begin{cases} A_{\Delta \max}^{2t_1} = A_{1\max} - A_{5\min} - A_{3\min}^{2t} - A_{7\min} \\ A_{\Delta \min}^{2t_1} = A_{1\min} - A_{5\max} - A_{3\max}^{2t} - A_{7\min} \end{cases} \quad (2)$$

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

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

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

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

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

$$\begin{cases} A_{5,7\min} = A_{\Delta \max}^t + A_{2/4\min} + A_{3\min}^t - A_{3\min}^{t_1} - A_{\Delta \max}^{t_1} \\ A_{5,7\max} = A_{\Delta \min}^t + A_{2/4\max} + A_{3\max}^t - A_{3\max}^{t_1} - A_{\Delta \min}^{t_1} \end{cases} \quad (6)$$

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 залежності які приведені в роботі [3].

Висновок

Запропонована удосконалена конструкція механізму поршень-шатун, яка дає можливість регулювати величину зазорів осьового розмірного ланцюга в широких діапазонах в процесі зношення, забезпечує підвищення надійності і довговічності, а також технологічну ремонтпридатність.

Приведена методика їх розрахунку, яка дає можливість ще на стадії проектування закладати необхідний запас об'єму металу при відновленні механізмів в процесі експлуатації.

1. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. - М.: Высшая школа, 1980. - 400с.
2. Вишняков Н.Н., Вахламов В.К., Норбут А.Н. и др. Автомобиль. Основы конструирования. - М.: Машиностроение, 1986. - 303 с.
3. Гевко І.Б. Технологічне забезпечення виготовлення елементів осьового стопоріння механізмів машин Автореф. канд. техн. наук. - Тернопіль, ТДТУ: 2005. - 21 с.
4. Деклараційний патент України №50967. Гевко І. Б. Механізм осьового стопоріння деталей. Бюл. № 11, 2002.