

УДК: 621.43.019

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ПОРШНЕВОЇ ГРУПИ ДВЗ

Пархоменко А.П., к.т.н.,

Вершков О.О., к.т.н.,

Зіновкін К.Ю.

Таврійський державний агротехнологічний університет

(0616) 42-25-85

Анотація – в роботі представлений аналіз сил, що діють в кінематичних парах кривошипно-повзунного механізму в існуючих двигунах внутрішнього згорання та шляхи збільшення ресурсу з'єднання поршень-палець.

Ключові слова – розрізна втулка, бобишки, зрізний конус, імпульс сили, горюча суміш, сили тертя, тиск.

Постановка проблеми. При роботі двигуна внутрішнього згорання на поршень діє не тільки висока температура, яка утворюється в процесі згорання паливної суміші, але і тиск газу та інерційні сили. Тому від ресурсу поршня в значній мірі залежить в цілому ресурс ДВЗ. Сили, що діють на поршень передаються на поршневий палець, який при взаємодії з отвором бобишек ущільнює їх поверхню утворюючи щілину. При збільшенні отвору в бобишках більш ніж допустимо їх не відновлюють, а замінюють поршень. Тому необхідно розробити нові технології відновлення внутрішніх поверхонь бобишек поршня.

Аналіз останніх досліджень. В сучасних двигунах внутрішнього згорання існують декілька схем з'єднання поршня з шатуном. Наприклад: палець, плаваючого типу; палець, запресований в бобищі поршня (прокручується у втулці верхньої головки шатуна); палець, запресований у втулці верхньої головки шатуна, а в бобишках поршня повертається. Була проаналізована конструкція кривошипно-повзунного механізму двигуна внутрішнього згорання, яка складається з колінчатого валу, шатуна, в верхню головку якого запресована бронзова втулка, поршня з бобишками, поршневого пальця та стопорного кільця. Недоліком конструкції кривошипно-повзунного механізму є те, що поршневий палець, що з'єднує шатун з поршнем плаваючого типу, тобто під час роботи двигуна внутрішнього згоран-

ня він прокручується як в отворах бобишек поршня, так і в бронзовій втулці верхньої головки шатуна. Палець виконаний з загартованої сталі тому твердість його набагато більша ніж у бронзової втулки та поверхні отворів бобишек в поршні. При роботі двигуна на поршень діють великі сили тиску та сили інерції, які передаються на всі деталі кривошипно-повзунного механізму. Тому поверхня отворів втулки та бобишек ущільнюється. У кожній з посадок діє сила тертя, що залежить від коефіцієнту тертя. У бронзи він менший, ніж у алюмінієвого сплаву. Твердість у алюмінієвого сплаву менша ніж у бронзи, тому ресурс кривошипно-повзунного механізму залежить від з'єднання пари поршневий палець – отвір в бобиках поршня.

Також було проаналізовано кривошипно-повзунний механізм дизельного двигуна, в якому палець запресовується в бобишки поршня, тому палець разом з поршнем прокручується відносно втулки, запресованої в верхню головку шатуна. Тому знос отворів бобишек від тертя починається, коли поверхня ущільнюється і з'являються щілини між пальцем та поверхнею отворів у бобишках. Така конструкція збільшує ресурс кривошипно-повзунного механізму.

Недолік цих конструкцій – при зносі отворів в бобиках поршня, замінюють всю поршкову групу. Так як поршень виготовлено з алюмінієвого сплаву, заміна його призводить до великих матеріальних витрат.

Формування цілей статті. Метою роботи є математичне моделювання робочого процесу поршневої групи та розробка технології відновлення внутрішньої поверхні бобишек поршня.

Основна частина. З метою усунення вищезазначених недоліків запропонована нова технологія відновлення внутрішньої поверхні бобишек поршня. Для збільшення ресурсу поршня, отвори в його бобишках виконані в формі зрізного конуса. Поршень з'єднується з пальцем за допомогою втулок, які виготовленні розрізними, в яких внутрішня поверхня циліндрична, а зовнішня в формі зрізаного конуса. Розрізні втулки піджимаються за допомогою спеціальних гайок, які сполучені між собою за допомогою пружини, що проходить крізь отвір в пальці. Запропонована конструкція кривошипно-повзунного механізму (рис.1.) працює наступним чином:

Сполучають шатун 2 з поршнем 1, поршневим пальцем 3, що проходить крізь отвори 4 в бобишках 5 та бронзової втулки 6, що запресована в верхню головку шатуна 2. Між поршневим пальцем 3 та отвором 4 в бобишці 5 встановлена розрізна втулка 7, а в осьовий отвір поршневого пальця 3 встановлена пружина 8. В пружину 8 загвинчують різьбову частину гайки 9, який плоскою частиною упирається в розрізну втулку 7. Гайка 9 загвинчують у пружину 8 з обох сторін поршневого пальця 3, так, щоб зусилля, яке виникає у

пружині 8, було достатнім для переміщення розрізної втулки 7 і поршневий палець 3 не прокручувався в бобишках 5. В процесі роботи двигуна внутрішнього згорання пальна суміш, що знаходиться в камері згорання, запалюється миттєво, тому виникає імпульс сили (удар), а при розширенні газів виникає тиск, що передається через поршень 1 на всі деталі кривошипно-попзунного механізму. Від дії імпульсу сили, тиску та сил інерції поверхня отворів 4 в бобишках 5 та зовнішня поверхня розрізної втулки 7 ущільнюються, тому між ними виникає щілина. Але, так як, у пружині 8 постійно діє зусилля, яке стягує гайки 9, то вони переміщують розрізні втулки 7 і щілина ущільнюється. В результаті чого збільшується ресурс пари поршень–палець, тим самим, зменшуються фінансові витрати на ремонт.

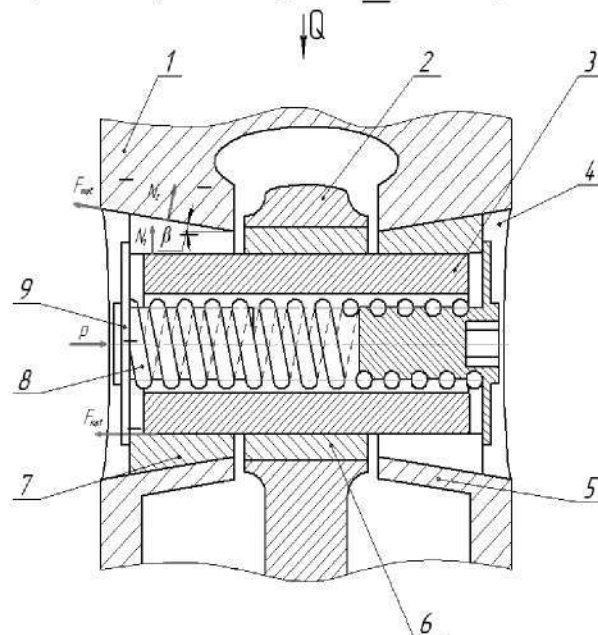


Рис.1. Схема модернізації поршня.

Силу на тяжіння пружини, яка необхідна для стискання цанги, можна визначити:

$$P_{\text{н}} = P_1 + P_2,$$

де: P_1 – сила, необхідна для подолання сили тертя, що виникає у з’єднанні палець-розрізна втулка, Н;

P_2 - сила, необхідна для подолання сили тертя, що виникає у з’єднанні поршень- розрізна втулка, Н.

Для визначення сили тертя P_1 застосовуємо гіпотезу – о рівномірній вертикальній осадці кожної утворюючої циліндра. Тиск пальця викличе в циліндричній стороні розрізної втулки відповідні нормальні реакції. Позначимо через p тиск, що діє на одиницю площини та вважатимемо, що цей тиск рівномірно розподіляється по всій

поверхні з'єднання пальця з втулкою. Тоді елементарна сила dN , що відповідає елементарній площині $dS = lr d\alpha$ визначається за формулою:

$$dN = p_1 \cdot r_1 \cdot \alpha \cdot dl \pm F_i,$$

де F_i - сила інерції поршня, знак якої залежить від положення поршня.

Проінтегруємо та отримуємо:

$$N = 2 \cdot p_1 \cdot r_1 \cdot \int_0^{\alpha_0} \alpha \cdot dl \pm F_i,$$

$$N = 2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \alpha_0 \pm F_i.$$

Силу тертя визначаємо за формулою:

$$F = f \cdot N = f_1 \cdot (2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \alpha_0 \pm F_i).$$

Так як, розрізна втулка повинна, при наявності між нею та пальцем щілини, рівномірно переміщуватись, то сила натягу пружини P_1 повинна бути не менше сили тертя $F_{\text{тр}1}$, тоді:

$$P_1 = F_{\text{тр}1} = f_1 \cdot (2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \alpha_0 \pm F_i).$$

Виразимо питомий тиск p_1 через вертикальну силу Q . Так як, вертикальні складові питомого тиску $p_1 \cdot \cos \alpha$ повинні скласти суму повному тиску Q , то:

$$Q = 2 \int_0^{\alpha_0} p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \cos \alpha \cdot dl \pm F_i,$$

$$Q = 2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \sin \alpha \pm F_i.$$

Підставляємо знайдені значення в рівняння рушійної сили:

$$P_1 = f_1 \cdot (2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \alpha_0 \pm F_i) = f_1 \cdot (2 \cdot p_1 \cdot l \cdot r_1 \cdot \alpha_0 \pm F_i) \frac{Q}{2 \cdot l \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_0 \pm F_i}$$

$$P = Q \cdot f \left(\frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \right).$$

При $\alpha = \frac{\pi}{2}$

$$P_1 = Q \cdot \left(\frac{\pi}{2} f \right) = Q f',$$

де: $\frac{\pi}{2} f = f_1$ - приведений коефіцієнт тертя.

Силу P_2 визначимо наступним чином:

$$P_2 = (N_2 \pm F_i) \cdot f \cos \beta$$

$$P_2 = f_2 (2 \cdot l_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_0 \pm F_i) \cdot \frac{Q \cdot \cos^2 \beta}{2 \cdot l_2 \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_0 \pm F_i} - f_2 (2 \cdot l_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_0$$

$$\pm F_i) \cdot \frac{Q \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta}{2 \cdot l_2 \cdot r_1 \cdot \sin \alpha_0 \pm F_i}$$

$$P_2 = f \cdot Q \cdot \cos^2 \beta \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} - Q \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta \left(\frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \right)$$

$$= f \cdot Q \cdot \cos \beta \left(\frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} \right) (\cos \beta - \sin \beta)$$

Позначимо $f * \frac{\alpha_0}{\sin \alpha_0} = f'$

$$P_2 = Qf' * \cos \beta (\cos \beta - \sin \beta)$$

Тоді сила на тяжіння пружини дорівнює:

$$P = Qf' + Qf' * \cos \beta (\cos \beta - \sin \beta)$$

Висновки. Аналіз існуючих схем з'єднання поршня з шатуном показав, що при зносі отворів в бобишках поршня, поршнева група вибраковується.

Нова технологія відновлення внутрішньої поверхні отвору бобишек значно збільшує ресурс поршня.

Визначена сила, необхідна для стискання втулок, яка є вихідним значенням, для розрахунку геометричних параметрів пружини.

Література

1. *Лукин В. Н.* Двигатель внутреннего сгорания. / *В. Н. Лукин* - М.: "Высшая школа", 1985
2. *Головчук А. Ф.* Трактори / *А. Ф. Головчук*. Київ: "Грамота", 2003.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВС

А.П. Пархоменко, О.О. Вершков, К.Ю. Зиновкин.

Аннотация – в работе представлен анализ сил, которые действуют в кинематических парах кривошипно-ползунного механизма в существующих двигателях внутреннего сгорания и пути увеличения ресурса соединения поршень-палец.

MATHEMATICAL DESIGN OF WORKING PROCESS PISTON GROUP ICE

A. Parkhomenko, O. Vershkov, K. Zinovkin

Summary

The paper analyzes the forces that act in the kinematic pairs crank-piston mechanism in the existing internal combustion engines and ways to increase resource connection porschen-finger.