



УКРАЇНА

(19) UA (11) 80877 (13) C2  
(51) МПК (2006)  
F01L 1/08

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ  
І НАУКИ УКРАЇНИ

ДЕРЖАВНИЙ ДЕПАРТАМЕНТ  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ

## ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА ВІНАХІД

(54) КУЛАЧКОВИЙ МЕХАНІЗМ ГАЗОРОЗПОДІЛУ

1

2

(21) а200510735

(22) 14.11.2005

(24) 12.11.2007

(72) МОРОЗ ВОЛОДИМИР ІЛЛІЧ, UA, БРАТЧЕНКО  
ОЛЕКСАНДР ВАСИЛЬОВИЧ, UA

(73) УКРАЇНЬСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ, UA

(56) Корчемный Л.В. Механизм газораспределения  
двигателя. Кинематика, динамика, расчет на  
прочность. М.: Машиностроение, 1964.  
Тракторные дизели. Справочник / Под ред.  
Б.А.Взорова. - М.: Машиностроение, 1981.  
ЕР 1 275 823, 12.07.2002

(57) Кулачковий механізм газорозподілу, який містить штовхач, що переміщується поступально в напрямній і має дві робочі поверхні, одна з яких плоска і взаємодіє з клапаном, а друга взаємодіє з кулачком розподільного вала, робочий профіль якого описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута, який **відрізняється** тим, що робоча поверхня штовхача, яка взаємодіє з робочим профілем кулачка, виконана увігнутою відносно центру обертання кулачка з радіусом увігнутості, величина якого не менша, ніж максимальний радіус кривизни робочого профілю кулачка розподільного вала.

Винахід відноситься до машинобудування та може бути використаний у швидкохідних чотиритактних двигунах внутрішнього згорання з верхнім розташуванням розподільного вала.

Відомий кулачковий механізм газорозподілу, який містить штовхач, що переміщується поступально в напрямній і має дві робочі поверхні, одна з яких плоска і взаємодіє з клапаном, а інша сферична взаємодіє з кулачком розподільного вала, робочий профіль якого описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута [Корчемный Л.В. Механизм газораспределения двигателя. Кинематика, динамика, расчет на прочность. М: Машиностроение, 1964. - 211 с.].

Причини, що перешкоджають одержанню очікуваного технічного результату, визначаються формою взаємодіючої з заданим робочим профілем кулачка поверхні штовхача і полягають у наступному:

- при заданому профілі кулачка розподільного вала не забезпечуються потрібні значення часу-перерізу клапанів;

- робота механізму відзначається суттєвими контактними напруженнями в пара "робочий профіль кулачка - робоча сферична поверхня штовхача";

- складні умови змащення при високих швидкостях ковзання контактуючих випуклих

поверхонь обумовлюють їх інтенсивне зношення.

Найбільш близьким до об'єкта, що заявляється, є кулачковий механізм газорозподілу, який містить штовхач, що переміщується поступально в напрямній і має дві плоскі робочі поверхні, одна з яких і взаємодіє з клапаном, а друга з кулачком розподільного вала, робочий профіль якого описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута [Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров. А.В. Адамян и др.; Под общ. ред. Б.А. Взорова. - М: Машиностроение, 1981. - 535 с.].

Причини, що перешкоджають одержанню необхідного технічного результату полягають у тому, що робоча поверхня штовхача, яка контактує з випуклим робочим профілем кулачка розподільного вала, який описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута, виконана плоскою, внаслідок чого не забезпечуються високі значення часу-перерізу клапанів і потрібні умови змащення контактуючих поверхонь штовхача і кулачка, що при високих швидкостях ковзання обумовлює їх інтенсивне зношення.

В основу винаходу поставлено задачу удосконалення кулачкового механізму газорозподілу, в якому шляхом забезпечення відповідної форми поверхні штовхача, контактуючої з робочим профілем кулачка, який

(13) C2

(11) 80877

(19) UA

описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута, забезпечується суттєве збільшення час-перерізу клапанів, зменшення рівня контактних напружень в парі "робочий профіль кулачка - робоча поверхня штовхача" і акумулювання мастила на контактуючих поверхнях штовхача і робочого профілю кулачка.

Поставлена задача вирішується тим, що в кулачковому механізмі газорозподілу, який містить штовхач, що переміщується поступально в напрямній і має дві робочі поверхні, одна з яких плоска і взаємодіє з клапаном, друга, що взаємодіє з кулачком розподільного валу, робочий профіль якого описується заданими поточними величинами радіус-вектора і полярного кута, виконана увігнутою відносно центру обертання кулачка з радіусом увігнутості, величина якого не менша, ніж максимальний радіус кривизни робочого профілю кулачка розподільного валу.

Введення нових ознак при взаємодії з відомими забезпечують суттєве збільшення час-перерізу клапанів, зменшення рівня контактних напружень в парі "робочий профіль кулачка - робоча поверхня штовхача" і постійне акумулювання мастила на контактуючих поверхнях штовхача і робочого профілю кулачка.

На рисунку 1 показаний пропонувані кулачковий механізм газорозподілу. На рисунку 2 для кута дії  $\varphi_d$  робочого профілю кулачка DFE представлені графіки переміщень клапану  $S_k$  за кутом обертання кулачка  $\varphi$ .

Пропонувані кулачковий механізм газорозподілу містить штовхач 1, який може поступально переміщуватися вздовж напрямної 2 і має дві робочі поверхні, одна з яких плоска (I) взаємодіє з клапаном 3, а друга (II) виконана увігнутою відносно центру обертання кулачка O з радіусом увігнутості  $\rho$  і контактує із спрофільованим на початковому колі радіусу  $r_0$  заданим полярними координатами робочим профілем DFE з кутом дії  $\varphi_d$  кулачка 4 розподільного валу 5, наприклад, в точці B, якій відповідають відомі поточні величини радіус-вектора  $R_i$  і полярного кута  $\psi_i$ , поточні кут обертання кулачка  $\varphi_i$  і переміщення клапана  $S_{ki}$ , що дорівнює переміщенню  $S_i$  точки A  $A_0-A_i$  або переміщенню точки C  $C_0-C_i$ . При відомих поточних значеннях величин радіуса-вектора  $R_i$  і полярного кута  $\psi_i$  точки контакту робочого профілю кулачка з увігнутою поверхнею штовхача II відповідне переміщення клапану  $S_{ki}$  і положення кулачка, яке визначається кутом  $\varphi_i$ , розраховуються за формулами

$$S_k = \rho - r_0 - \sqrt{\rho^2 - 2 \cdot \rho \cdot R_i^2 - (s'_i)^2 + R_i^2};$$

$$\varphi_i = \psi_i - \arctg \left[ \frac{s'_i}{\sqrt{R_i^2 - (s'_i)^2}} \right] - \arctg \left[ \frac{s'_i}{\rho - \sqrt{R_i^2 - (s'_i)^2}} \right]$$

де  $s'_i$  - відоме поточне значення аналогу швидкості плоскої поверхні штовхача II, що відповідає відомим поточним значенням радіуса-вектора  $R_i$  і полярного кута  $\psi_i$ .

Поточні значення контактних напружень на контактуючих поверхнях робочого профілю кулачка і штовхача визначаються за формулою

$$\sigma = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P_{\Sigma i} E}{b} \left( \frac{1}{R_{kpi}} - \frac{1}{\rho} \right)},$$

$R_{kpi}$  - відоме поточне значення радіусу кривизни відповідної точки робочого профілю кулачка;

$N_{\Sigma i}$  - поточне значення сумарної сили, діючої на кулачок;

$E$  - зведений модуль пружності матеріалів кулачка і штовхача;

$b$  - ширина кулачка.

Пропонувані кулачковий механізм газорозподілу працює таким чином. При обертанні кулачка 4 з кутовою швидкістю  $\omega_k$  штовхач 1 (на рисунку 1) контактуючи з потиличною частиною радіусу  $r_0$  за дугою E-D залишається нерухомим. При набіганні робочого профілю кулачка DFE на штовхач (момент співпадання точок D і C, коли  $S_k=0$ ) останній починає рухатися, причому впродовж ділянки DF клапан 3 піднімається і в точці F досягає максимального переміщення  $S_{kmax}$  (рисунку 2). Впродовж ділянки FE клапан опускається і в точці E настає момент посадки клапана на сідло (на рисунку 1 не показане) при  $S_k=0$ .

Форма і взаємне розташування контактуючих поверхень робочого профілю кулачка DFE і штовхача II обумовлюють зниження контактних напружень і постійне акумулювання в зоні контакту мастила, яке подається через отвори в розподільному валу 5 (на рисунку 1 не показані).

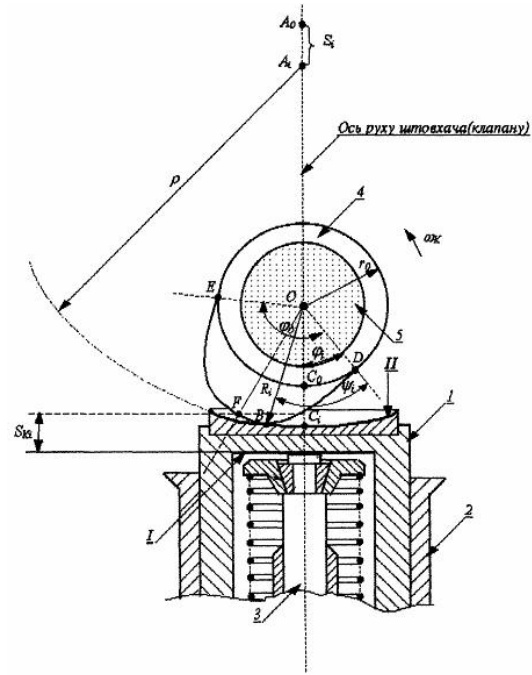


Рисунок 1

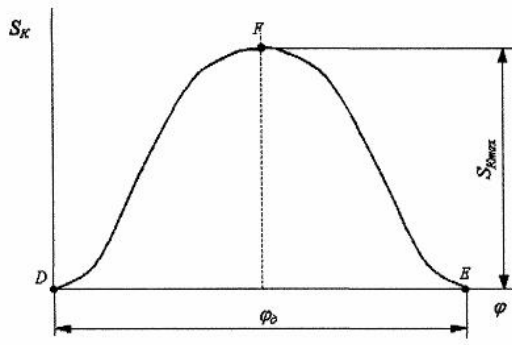


Рисунок 2