

Invenția se referă la construcția de mașini și anume la motoarele cu ardere internă cu mecanism bielă-manivelă.

Este cunoscut un piston oscilant, amplasat în cilindrul compresorului de aer. Capul pistonului este unit rigid cu o bielă, care este unită printr-un capăt liber cu un excentric rotativ. Capul pistonului conține o cameră internă cu deschizături, prin care trece fluxul de aer turbionat [1].

De asemenea, este cunoscut pistonul motorului cu ardere internă, care încorporează o pereche de arcuri-disc, instalate între capul pistonului și fusta acestuia. Arcurile-disc sunt susținute de suporturi, unul dintre care, și anume cel inferior fiind amplasat glisant în interiorul pistonului cu posibilitatea mișcării axiale relative în raport cu acesta, și este unit cu biela mecanismului bielă-manivelă în așa fel, încât arcurile-disc să permită suportului să se deplaseze axial în raport cu capul pistonului. Soluția dată permite reducerea presiunii gazului comprimat asupra bolțului ce unește pistonul cu biela, ce conduce la reducerea raportului de compresie și a presiunii în cilindru de aproape două ori, fapt ce conduce la reducerea consumului de combustibil cu 25-40%, a nivelului de zgomot și vibrațiilor [2].

Dezavantajele soluțiilor cunoscute constau în eficiența de funcționare redusă și fiabilitate relativ scăzută a grupului bielă-manivelă al motorului cu ardere internă.

Problema pe care o rezolvă invenția constă în sporirea eficienței de funcționare și majorarea fiabilității grupului bielă-manivelă al motorului cu ardere internă.

Grupul bielă-manivelă al motorului cu ardere internă, conform invenției, înlătură dezavantajele menționate mai sus prin aceea că conține un piston cu segmenti de compresie, amplasat într-un cilindru al motorului cu ardere internă, și unit printr-un bolț cu o bielă, care printr-o articulație este unită cu o manivelă, unită cu un arbore motor. Capul pistonului, din partea camerei de ardere, formată în cilindru, este executat înclinat față de axa cilindrului sub un unghi  $\beta_{opt}$ , care este determinat după următoarea formulă:

$$\beta_{opt} = \arcsin(a/l) \cdot P_i/P_{max},$$

unde:  $a_i = a \sin \varphi_i$ ;  $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$ ;

$a$  este proiecția curentă a lungimii manivelei;

$\varphi_i$  – unghiul de rotație a manivelei;

$l$  – lungimea bielei;

$P_{max}$  – presiunea maximă a gazelor în camera de ardere;

$P_i$  – presiunea curentă în funcție de unghiul  $\varphi_i$ ;  $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$ .

Rezultatul tehnic al invenției constă în executarea capului pistonului înclinat, fapt ce conduce la minimizarea forței radiale, cu care pistonul acționează asupra segmentilor-piston și la reducerea uzurii și a pierderilor de energie în contactul segmenti-cilindru.

De asemenea, executarea capului pistonului înclinat sub un unghi optim  $\beta_{opt}$  conduce la mărirea suprafeței de lucru a capului pistonului de  $1/\cos\beta_{opt}$  ori, ceea ce sporește eficiența de funcționare a motorului cu  $(1/\cos\beta_{opt}) \times 100\%$ .

Invenția se explică prin desenele din fig. 1 – 6, care reprezintă:

- fig. 1, vederea schematică a grupului bielă-manivelă și a cilindrului motorului cu ardere internă, în secțiune;

- fig. 2, vederea schematică a acțiunii forțelor asupra pistonului cu capul executat drept;

- fig. 3, vederea schematică a acțiunii forțelor asupra pistonului cu capul executat înclinat;

- fig. 4, vederea schematică a forțelor, care apar în articulația piston-bielă, când pistonul este executat cu capul drept;

- fig. 5, vederea schematică a forțelor, care apar în articulația piston-bielă, când pistonul este executat cu capul înclinat;

- fig. 6, graficul funcțiilor  $\alpha_{var} = f(\varphi)$  și  $P_{var} = f(\varphi)$ .

Grupul bielă-manivelă al motorului cu ardere internă (fig. 1) include cilindrul 1, pistonul 2 cu segmentii de compresie 3, unit prin bolțul 4 cu biela 5 care, la rândul său, este unită prin articulația 6 cu manivela 7, unită cu arborele motor 8. Capul 9 al pistonului 2, din partea camerei de ardere 10, este executat înclinat față de axa cilindrului 1 sub unghiul de înclinare  $\beta_{opt}$ .

Pistonul motorului cu ardere internă funcționează în modul următor.

La alimentarea camerei de ardere a cilindrului 1 cu combustibil în faza de compresie, pistonul 2 se mișcă în sus, comprimând amestecul de combustie. În cazul clasic, când capul 9 al pistonului 2 este executat drept, forța de presiune rezultantă  $P$  se descompune în două componente de forță (fig. 2, 4):

- Forța normală  $F_n = P_i \cos \alpha_i$ ;

- Forța radială  $F_r = F_n \cos \alpha_i = P_i \sin \alpha_i \cos \alpha_i = 1/2 P_i \sin 2\alpha_i$ ,

unde  $P_i$  este rezultanta curentă a forței de presiune a amestecului de combustie comprimat;

-  $\alpha_i$  – unghiul curent de înclinare a bielei 5:  $\alpha_i = f(\varphi_i)$ , unde  $\varphi_i$  – unghiul de rotație a manivelei 7 ( $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$ ):

$\alpha_i = \arcsin(a_i/l)$ ,

unde  $a_i$  este proiecția curentă a lungimii manivelei 7;

$l$  – lungimea bielei 5.

În continuare forța normală  $F_n$  se transformă în lucru util, iar forța radială  $F_r$  apasă segmentii 3 spre peretele cilindrului 1, constituind pierderi de putere și uzura segmentilor 3.

În scopul reducerii gradului de uzură a segmentilor 3 și a pierderilor de putere în contactul segment-cilindru prin reducerea valorii forței radiale  $F_r$ , capul 9 al pistonului 2, din partea camerei de ardere 10, este executată înclinată sub un unghi de înclinare (fig. 3, 5):

$$\beta_{opt} = \arcsin(a_i/l) P_i/P_{max},$$

unde:  $P_{max}$  este presiunea maximă a gazelor;

$P_i$  – presiunea curentă în funcție de  $\varphi_i$  ( $0^\circ \leq \varphi_i \leq 180^\circ$ ).

În acest caz forța radială va fi minimă  $F_{min}$  (fig. 5).

#### Exemplu

Sub aspect geometric executarea capului 9 al pistonului 2 înclinat sub un unghi maxim  $\beta_{max}$  corespunzător unghiului  $\alpha_i$  al bielei 5, care corespunde unghiului de rotire al manivelei 7  $\varphi = 90^\circ$ , conduce la reducerea forței radiale  $F_r$  la zero. Deoarece, presiunea maximă în cilindru 1 se obține nu în cazul  $\varphi = 90^\circ$ , când  $\alpha_i = max$ , ci în cazul punctului mort superior  $\varphi = 180^\circ$ , unghiul optim  $\beta_{opt}$  de înclinare a capului 9 al pistonului 2 se obține la intersecția curbelor  $\alpha_{var}=f(\varphi_i)$  și  $P_{var}=f(\varphi_i)$  (fig. 6). Curba  $P_{var}=f(\varphi_i)$  este caracteristică tuturor motoarelor cu ardere internă și este luată din literatura de specialitate. Curba  $\alpha_{var}=f(\varphi_i)$  se poate obține în baza valorilor a cinci puncte obținute pentru minim cinci poziții ale bielei 7 (manivelei 5) (fig. 6):

1.  $\varphi_1 = 0^\circ$ ,  $\alpha_1 = 0^\circ$ ;
2.  $\varphi_2 = 45^\circ$ ,  $\alpha_2 = \arcsin a_2/l = \arcsin (a \sin \varphi_2/l) = \arcsin (0,7a/l)$ ;
3.  $\varphi_3 = 90^\circ$ ,  $\alpha_3 = \arcsin a_3/l = \arcsin (a \sin \varphi_3/l) = \arcsin (a/l)$ ;
4.  $\varphi_4 = 135^\circ$ ,  $\alpha_4 = \arcsin a_4/l = \arcsin (a \sin \varphi_4/l) = \arcsin (0,7a/l)$ ;
5.  $\varphi_5 = 180^\circ$ ,  $\alpha_5 = \arcsin a_5/l = \arcsin (a \sin \varphi_5/l) = 0$ .

Uzura segmentilor 3 este influențată de mai mulți factori, inclusiv de forța radială  $F_r$ , care exercită o presiune a segmentilor 3 pe suprafața de contact a cilindrului 1.

Executarea înclinată a capului 9 al pistonului 2 din partea camerei de ardere 10 sub unghiul  $\beta_{opt}$  conduce la minimizarea forței radiale  $F_r$ , la reducerea uzurii și a pierderilor de energie în contactul segmenti-cilindru (fig. 3).

De asemenea, executarea capului 9 al pistonului 2 înclinat sub unghi optim  $\beta_{opt}$  conduce la mărirea suprafeței de lucru a capului 9 al pistonului 2 de  $1/\cos\beta_{opt}$  și la sporirea eficienței de funcționare a motorului cu  $(1/\cos\beta_{opt}) \times 100\%$ .