



(12)

BREVET DE INVENȚIE

(21) Nr. cerere: **a 2014 00773**

(22) Data de depozit: **16/10/2014**

(45) Data publicării mențiunii acordării brevetului: **30/09/2021** BOPI nr. **9/2021**

(41) Data publicării cererii:
28/08/2015 BOPI nr. **8/2015**

(73) Titular:
• **SOMEȘFĂLEAN NARCIS VIOREL
FLORIN, ALEEA GEORGE BACOVIA
NR. 5A, CLUJ-NAPOCA, CJ, RO**

(72) Inventatori:
• **SOMEȘFĂLEAN NARCIS VIOREL
FLORIN, ALEEA GEORGE BACOVIA
NR. 5A, CLUJ-NAPOCA, CJ, RO**

(56) Documente din stadiul tehnicii:
FR 2542811 A1; GB 299222; DE 481680

(54) **MOTOR CU ARDERE INTERNĂ CU PISTOANE COAXIALE
ÎN TANDEM**



RO 130519 B1

1 Invenția se referă la un motor cu ardere internă, cu pistoane coaxiale în tandem la
care vitezele relative ale pieselor în mișcare sunt reduse în scopul măririi fiabilității, destinat
3 echipării mijloacelor de transport, precum și utilajelor mobile sau staționare.

5 Este cunoscut un motor cu combustie internă în doi timpi, cu o îmbunătățire a
eficienței mecanice și reducerea uzurii pieselor în mișcare, cu pistoane având o mișcare
7 rectilinie și purtate de un arbore cotit, format dintr-un piston exterior legat la arborele cotit prin
intermediul a două biele și un piston interior, care funcționează în interiorul pistonului exterior
și care este legat la arborele cotit prin intermediul unei biele centrale (Cererea de brevet
9 **FR 2542811 A1** (21.09.1984) "*Moteur a piston tubulaire*"), care prezintă dezavantajul limitării
folosirii numai la motoare în doi timpi.

11 Este cunoscut, de asemenea, un alt motor cu ardere internă format dintr-un piston
principal, care funcționează în interiorul unui piston auxiliar exterior conectat la un excentric
13 sau un braț de manivelă al unui arbore cotit, prin intermediul a două biele, iar pistonul interior
este legat de același arbore cotit prin intermediul unei biele centrale (Brevetul **GB 299222**
15 (25.10.1928) "*Improvements in internal combustion engines*"), care prezintă dezavantajul
vitezei relative mari între pistoane.

17 Este cunoscut, de asemenea, un alt motor cu ardere internă la care pistonul principal
funcționează într-un piston auxiliar exterior, pistoanele fiind conectate la arborele cotit prin
19 intermediul unor biele (Brevetul **DE 481680** (27.08.1929) "*Getriebe fuer
Viertaktbrennkraftmaschinen, bei denen der Hauptkolben in einem rohrfoermigen Hilfskolben
21 laeuft*"), care prezintă dezavantajul vitezei relative mari între pistoane.

23 Problema tehnică, pe care o rezolvă invenția, constă în realizarea unui motor cu ar-
dere internă, cu aprindere prin scânteie sau prin compresie, cu pistoane coaxiale în tandem,
care să realizeze micșorarea vitezei relative între piese, în vederea creșterii fiabilității
25 acestuia.

27 Motorul, conform invenției, rezolvă problema și înlătură dezavantajele arătate mai
înainte, prin aceea că este de tip cu două pistoane coaxiale în tandem, ce evoluează într-un
singur cilindru, pistonul interior evoluând în interiorul pistonului-cilindru exterior și sunt
29 antrenate de o bielă centrală și două biele exterioare cuplate pe fusurile manetoane în trepte,
cu excentricități diferite, ale unui arbore cotit.

31 Un alt obiectiv al prezentei invenției constă în îmbunătățirea fiabilității motorului prin
micșorarea vitezei relative între piese, pistonul interior evoluând în interiorul pistonu-
33 lui-cilindru exterior.

35 Un alt obiectiv al prezentei invenției constă în îmbunătățirea dinamicii motorului prin
acțiunea diferențiată a pistoanelor de diametru și cursă diferite.

37 Un alt obiectiv al prezentei invenției constă în obținerea de rapoarte de compresie
mari prin aceea că pistoanele se mișcă diferențiat, realizând compresia aerului, sau
amestecului carburant, predominant prin acțiunea pistonului central de diametru mic.

39 Motorul, conform invenției, prezintă următoarele avantaje:

41 - asigură o construcție compactă în condițiile în care două pistoane sunt cuplate în
tandem în același cilindru;

43 - asigură scăderea vitezei relative ale pieselor în mișcare cu beneficii în creșterea
fiabilității;

45 - asigură o mai bună turbionare a amestecului carburant;

47 - conduce la creșterea randamentului efectiv al mașinii respective în condițiile
îmbunătățirii dinamicii motorului prin acțiunea diferențiată a pistoanelor de diametru și cursă
diferite;

RO 130519 B1

- conduce la creșterea randamentului efectiv al mașinii respective în condițiile obținerii de rapoarte de compresie mari prin compresia aerului, sau amestecului carburant, predominant prin acțiunea pistonului central de diametru mic. 1
3

Se dau în continuare nouă exemple de realizare a invenției, în legătură și cu fig. 1...10, care reprezintă: 5

- fig. 1, schema de principiu a unui mecanism motor cu manivele sincrone, conform invenției; 7

- fig. 2, schema de principiu a unui mecanism motor cu manivele decalate, într-o altă variantă constructivă, conform invenției; 9

- fig. 3, schema de principiu a unui motor cu manivele sincrone, conform invenției;

- fig. 4, vedere din față a unui motor, conform invenției; 11

- fig. 5, vedere laterală a unui motor, conform invenției;

- fig. 6, vedere perspectivă unui motor, conform invenției; 13

- fig. 7, secțiune longitudinală a unui motor, conform invenției;

- fig. 8, piston central, conform invenției; 15

- fig. 9, piston-cilindru exterior, conform invenției;

- fig. 10, secțiune printr-un piston-cilindru exterior, conform invenției. 17

Motorul, conform invenției, într-o primă variantă constructivă, conform fig. 1, este de tip cu mecanism motor cu manivele sincrone, fiind alcătuit dintr-un arbore cotit cu axa Y-Y ce are o manivelă, de excentricitate r_1 , de care se articulează o bielă cu lungime b_1 și în punctul P_1 cu un piston central, la distanța c_1 față de capul pistonului, și două manivele laterale, sincrone cu manivela centrală, de excentricitate r_2 , de care se articulează câte o bielă cu lungime b_2 și în punctul P_2 cu un piston-cilindru, la distanța c_2 față de capul pistonului, ce evoluează într-un cilindru comun de axa X-X, cu respectarea condiției geometrice: 19
21
23

$$r_1 + b_1 + c_1 = r_2 + b_2 + c_2, \quad 25$$

în vederea atingerii punctului mort superior PMS simultan.

Motorul, conform invenției, într-o altă variantă constructivă, conform fig. 2, este de tip cu mecanism motor cu manivele decalate, fiind alcătuit dintr-un arbore cotit cu axa Y-Y ce are o manivelă, de excentricitate r_1 , de care se articulează o bielă cu lungime b_1 și în punctul P_1 cu un piston central, la distanța c_1 față de capul pistonului, și două manivele laterale, decalate înapoi cu unghiul a față de manivela centrală, de excentricitate r_2 , de care se articulează câte o bielă cu lungime b_2 și în punctul P_2 cu un piston-cilindru, la distanța c_2 față de capul pistonului, ce evoluează într-un cilindru comun de axa X-X, cu respectarea condiției geometrice: 27
29
31
33

$$r_1 + b_1 + c_1 = r_2 + b_2 + c_2, \quad 35$$

raportul de compresie minimă obținându-se pentru un unghi de manivelă m mai mic decât unghiul de decalaj e , pistoanele atingând puncte moarte superioare PMS diferite. Motorul, conform invenției, într-o primă variantă constructivă, conform fig. 3, este constituit dintr-un bloc motor, ce cuprinde carterul inferior **1**, cu pompa de ulei, aici nereprezentată, și cel superior **2**, care include un cilindru **3** care, împreună cu o chiulasă **4**, delimitează o camera de ardere în care se desfășoară procesul de ardere a amestecului carburant, controlat printr-un mecanism **5** de distribuție și aprindere, în sine cunoscut. Un piston central **6** evoluează pe o axa x-x a cilindrului **3**, prin intermediul unei biele centrale **7**. 37
39
41
43

Aceasta transmite mișcarea unui arbore **8** cotit, cu axa Y-Y, echilibrat cu o contra-greutate **CG**, printr-o manivelă centrală cu excentricitate r_1 . În același plan cu manivela centrală se află alte două manivele exterioare, cu excentricitate r_2 , de care se cuplează doua biele exterioare **9**, ce sunt acționate de un piston-cilindru exterior **10**, care evoluează în cilindrul **3**. 45
47

RO 130519 B1

1 Arborele cotit **8** are două fusuri maneton laterale **f**, de excentricitate r_2 - de care se
prind bieiele laterale **9**, și unul central **g**, de excentricitate r_1 - de care se prinde biela centrală
3 **7**, între cele două fusuri palier **h**.

5 Raportul de compresie maxim pentru amestecul carburant se atinge pentru un unghi
de manivelă $m = 0^\circ$.

7 Motorul, conform invenției, într-o a doua variantă constructivă, conform fig. 2 și fig. 3,
este constituit dintr-un bloc motor, ce cuprinde carterul inferior **1**, cu pompa de ulei, aici
nereprezentată, și cel superior **2**, care include un cilindru **3** care, împreună cu o chiulasă **4**,
9 delimitează o cameră de ardere în care se desfășoară procesul de ardere a amestecului
carburant, controlat printr-un mecanism **5** de distribuție și aprindere, în sine cunoscut. Un
11 piston central **6** evoluează pe o axa x-x a cilindrului **3**, prin intermediul unei biele centrale **7**.
Aceasta transmite mișcarea unui arbore **8** cotit, cu axa Y-Y, echilibrat cu o contragreutate
13 **CG**, printr-o manivelă centrală cu excentricitate r_1 . Într-un plan decalat înapoi cu unghiul **e**
cu manivela centrală se află alte două manivele exterioare, cu excentricitate r_2 , de care se
15 cuplează două biele exterioare **9**, ce sunt acționate de un piston-cilindru exterior **10**, care
evoluează în cilindrul **3**.

17 Raportul de compresie maxim pentru amestecul carburant se atinge pentru un unghi
de manivelă **m** mai mic decât decalajul unghiular **e**.

19 O vedere frontală parțială a motorului se prezintă în fig. 4, cu evidențierea mecanis-
mului motor și al cilindrului de lucru.

21 O vedere laterală parțială a motorului se prezintă în fig. 5.

O vedere parțială în perspectivă a motorului se prezintă în fig. 6.

23 Ungerea pistonului central **6**, conform fig. 7, este asigurată prin canalele de ungere
u practicate în arborele cotit **8**, cuzinet **11**, canalele de ungere **v** din biela centrală **7** și prin-
25 dere bielă **12**, cuzinet bolț piston **13**, montat pe bolțul **14**, canale radiale pistoane **p**, canale
segmenti de ungere **15**, segmenti **16**, precum și prin ceața de ulei asigurată de pompa de
27 ungere, aici nereprezentată.

Ungerea pistonului-cilindru exterior **10**, conform fig. 7, este asigurată prin canalele
29 de ungere **u** practicate în arborele cotit **8**, cuzineții **17**, canalele de ungere **v** din bieiele late-
rale **9** și prinderi biele **18**, cuzineți bolț piston **19**, montate pe bolțurile **20**, precum și prin
31 dirijarea unui jet puternic de ulei către canalele de ungere longitudinale periferice **w** ale fustei
21 a pistonului-cilindru exterior, ce comunică cu canalele segmentilor **22** și segmentii **23**,
33 fusta aplicată prin turnare pe corpul **24** a pistonului-cilindru, precum și prin ceața de ulei
asigurată de pompa de ungere, aici nereprezentată.

35 Răcirea cilindrului de lucru, conform fig. 3, se realizează prin spațiile de răcire **CA** din
carterul superior în care circulă lichidul de răcire, precum și prin uleiul de ungere care circulă
37 printr-un cooler, aici nereprezentat.

Pistonul central, conform fig. 8, este de tip clasic, cu cap plat sau cu degajare
39 profilată, funcție de tipul de aprindere folosit, gama de puteri, etc.

Pistonul-cilindru exterior, conform fig. 9 și fig. 10, este în construcție mixtă, corpul **24**,
41 din fontă specială, având doua urechi laterale **l**, cu degajare, în care se montează bolțurile
20 de conectare cu niște cuzineți bolț piston **19** și biele laterale **9**, iar pentru ușurare și
43 ghidare acesta are fusta **21** din aliaj de aluminiu în care sunt frezate niște canale de ungere
longitudinale periferice **w**, ce comunică cu canalele segmentilor **22** și segmentii **23**.

45 Din punct de vedere cinematic, pentru excentricități diferite ale manivelor se asigura
viteze și curse diferite ale pistoanelor în spațiul de lucru, iar prin faptul că pistoanele sunt
47 coaxiale se asigură micșorarea vitezei relative ale acestora cu repercusiuni favorabile asupra
fiabilității ansamblului.

RO 130519 B1

Din punct de vedere dinamic, excentricitățile diferite ale manivelor îmbunătățesc dinamica motorului prin acțiunea diferențiată a pistoanelor, de diametru și cursă diferite, și conduc la creșterea randamentului efectiv al mașinii respective în condițiile obținerii de rapoarte de compresie mari prin compresia aerului, sau amestecului carburant, predominant prin acțiunea pistonului central de diametru mic.

Motorul poate fi construit în varianta mono-cilindrică sau poli-cilindrică, în diverse aranjamente.

Este cunoscut în domeniu faptul că asigurarea unor rapoarte de compresie în gama 12:1 la 8:1 este ideală pentru motoarele cu aprindere prin scânteie, iar în gama 20:1 la 16:1 este ideală pentru motoare cu aprindere prin compresie, astfel încât un motor care poate asigura rapoarte de compresie mai mari, cu o îmbunătățire a dinamicii motorului, constituie un deziderat.

Motorul termic, conform invenției, este de tip cu pistoane coaxiale în tandem, mono sau plurcilindric, la care lanțul cinematic este compus din pistoanele **6**, **10** și bielele **7**, **9**, care transformă mișcarea de translație alternativă cu cursa constantă a pistoanelor **6**, **10** în mișcare de rotație continuă a arborelui **8** cotit, realizat în mai multe variante constructive și caracterizat prin aceea că pistoanele coaxiale **6**, **10** sunt în tandem, lucrând într-un singur cilindru **3**, cu mișcare relativ mare între ele, pistonul **6** central evoluând în interiorul pistonului-cilindru **10** exterior, și sunt antrenate de o bielă centrală **7** și două biele exterioare **9**, cuplate pe fusurile manetoane în trepte, sincrone sau decalate cu unghiul e , cu excentricități diferite r_1 , r_2 , ale unui arbore cotit **8**.

Exemplul 1. În prima variantă constructivă, pentru razele manivelor $r_1 = 41$ mm și $r_2 = 20$ mm, alezajele $d_1 = 122$ mm, $d_2 = 72$ mm, volumul camerei de ardere $V_{ca} = 70,626$ cm³, raportul de compresie poate fi 10,398:1, respectiv cilindrarea unitară de 734,41 cm³.

Camera de ardere cu volum minim, respectiv PMS, se obține pentru unghiul de manivelă $m = 00$.

Exemplul 2. În a doua variantă constructivă, pentru razele manivelor $r_1 = 41$ mm și $r_2 = 20$ mm, alezajele $d_1 = 122$ mm, $d_2 = 72$ mm, decalajul unghiular $e = 200$, volumul camerei de ardere $V_{ca \min} = 40,5111$ cm³ raportul de compresie poate fi 17,7064:1, respectiv cilindrarea unitară de 717,305 cm³.

Camera de ardere cu volum minim se obține la unghiul de manivelă $m = 50$ ceea ce determină ca, întrucât suprafața activă a pistonului interior P_1 de 63,585 cm² este mai mare decât a pistonului exterior P_2 de 53,2544 cm², forța gazelor de ardere să determine un cuplu activ important după PMS geometric, respectiv la $m = 50$ și nu la $m = 00$, ca la mecanismul clasic, atunci când biela este în prelungirea manivelei, iar momentul motor este nul în ciuda forței mari determinată de presiunea gazelor de ardere.

RO 130519 B1

Revendicări

1

3

5

7

9

11

13

15

17

19

21

1. Motor termic cu pistoane coaxiale în tandem, mono sau pluricilindric, compus dintr-un piston central (6) care evoluează în interiorul unui piston-cilindru exterior (10), ambele pistoane (6, 10) lucrând în tandem într-un singur cilindru (3), o bielă centrală (7) antrenează pistonul central (6), două biele exterioare (9) antrenează piston-cilindru exterior (10), bielele (7, 9) transformând mișcarea de translație alternativă cu cursa constantă a pistoanelor (6, 10) în mișcare de rotație continuă a unui arbore cotit (8), caracterizat prin aceea că pistonul-cilindru exterior (10) este în construcție mixtă, corpul (24) acestuia fiind construit din fontă, având două urechi laterale cu câte o degajare (I) în care sunt montate niște bolțuri (20) de conectare cu niște cuzineți bolț piston (19) și bielele laterale (9), iar fusta (21) pistonului-cilindru exterior (10) este construită din aliaj de aluminiu în care sunt frezate niște canale de ungere longitudinale periferice (w), ce comunică cu niște canale (22, 23) ale segmentilor.

2. Motor termic, conform revendicării 1, **caracterizat prin aceea că** pentru un decalaj unghiular (ϵ) al fusurilor manetoane, camera de ardere cu volum minim se obține la unghiul de manivelă $m > 0$, ceea ce determină ca, în cazul în care suprafața activă a pistonului central (6) este mai mare decât a pistonului-cilindru exterior (10), forța gazelor de ardere să determine un cuplu activ după punctul mort superior geometric, respectiv la unghiul de manivelă $m > 0$ și nu la $m = 0$, ca la mecanismul clasic, atunci când biela (7) este în prelungirea manivelei, iar momentul motor este nul chiar dacă forța determinată de presiunea gazelor de ardere are o valoare ridicată.

(51) Int.Cl.

F02B 75/28 (2006.01);

F02B 75/30 (2006.01)

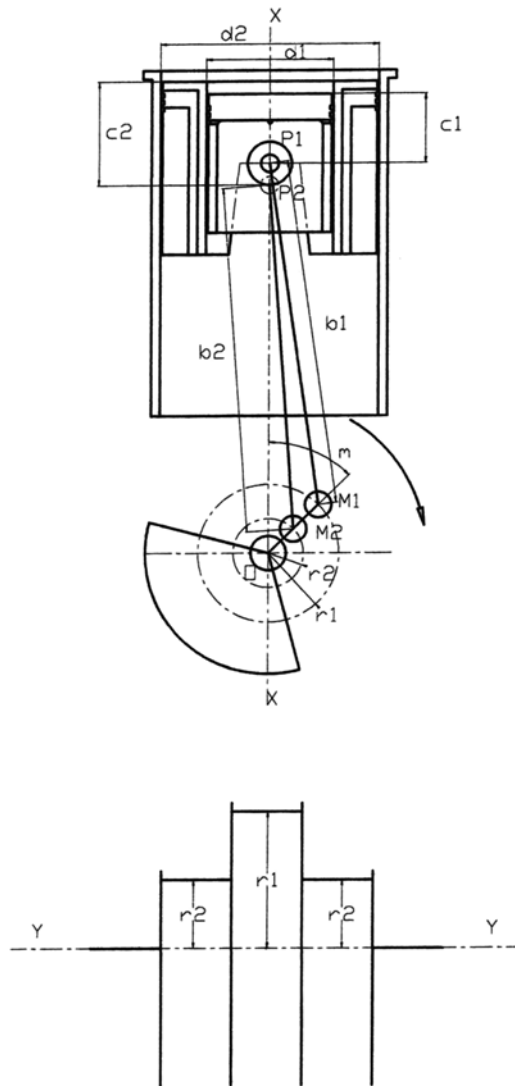


Fig. 1

(51) Int.Cl.

F02B 75/28 (2006.01);

F02B 75/30 (2006.01)

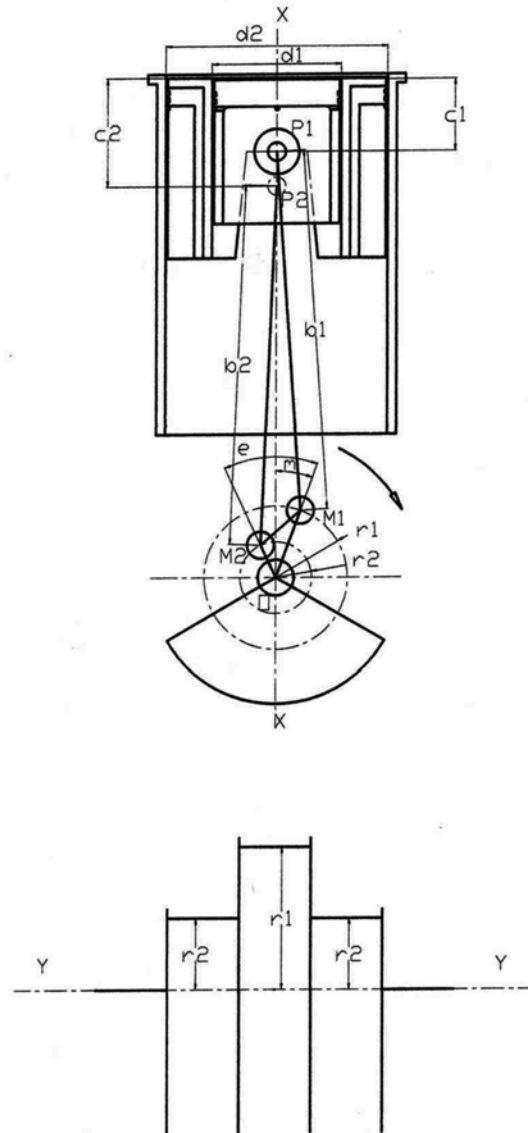


Fig. 2

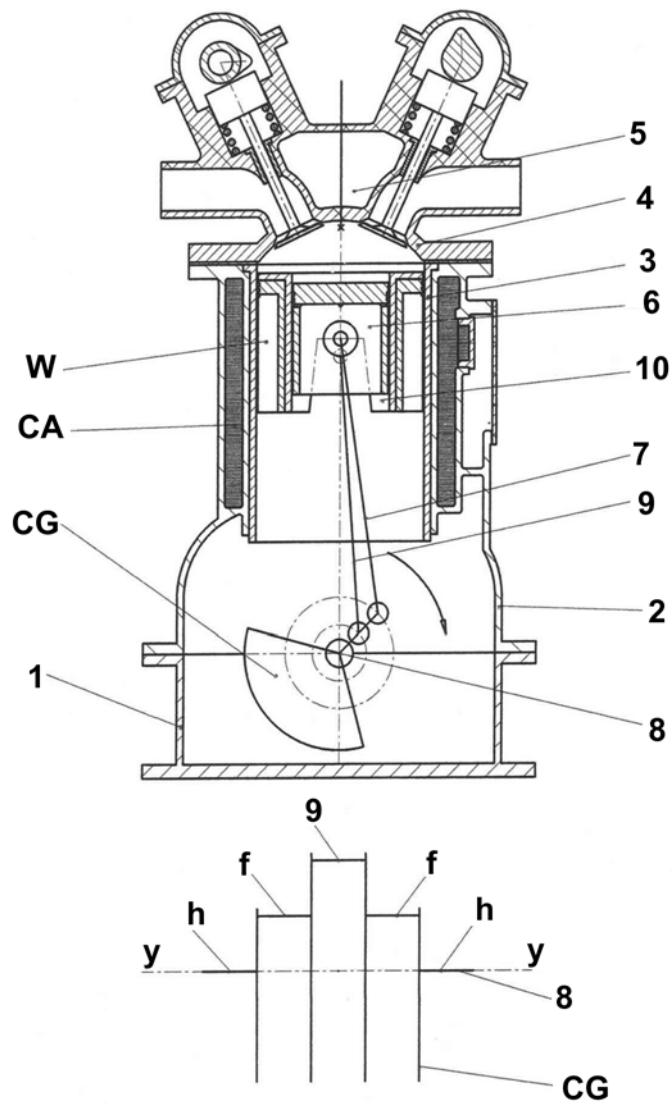


Fig. 3

(51) Int.Cl.

F02B 75/28 (2006.01);

F02B 75/30 (2006.01)

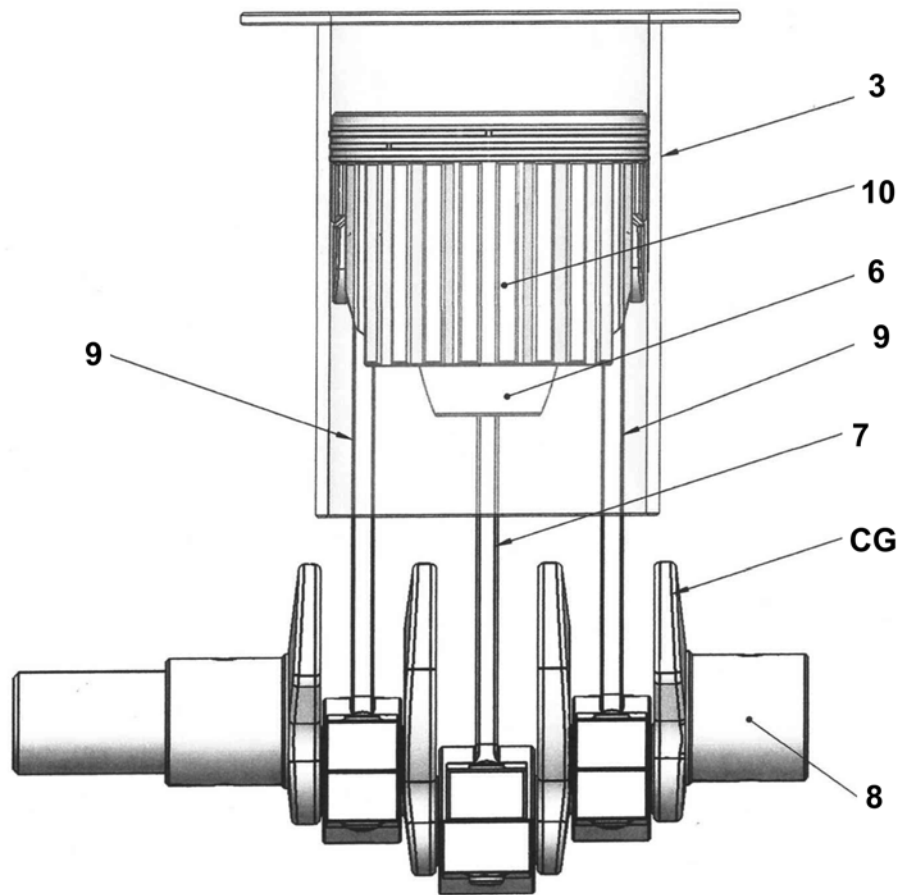


Fig. 4

(51) Int.Cl.

F02B 75/28 (2006.01);

F02B 75/30 (2006.01)

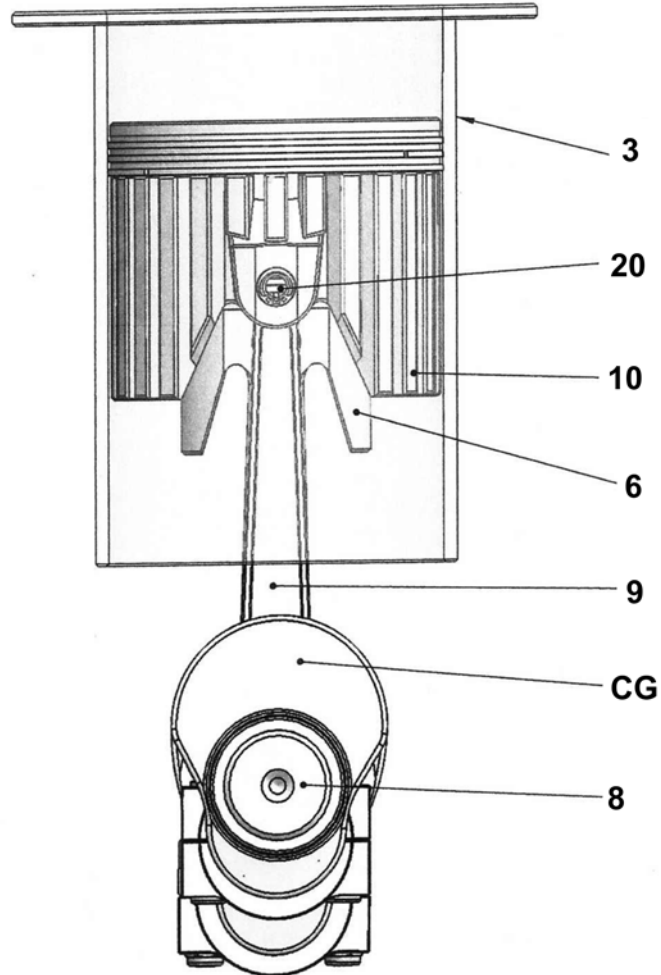


Fig. 5

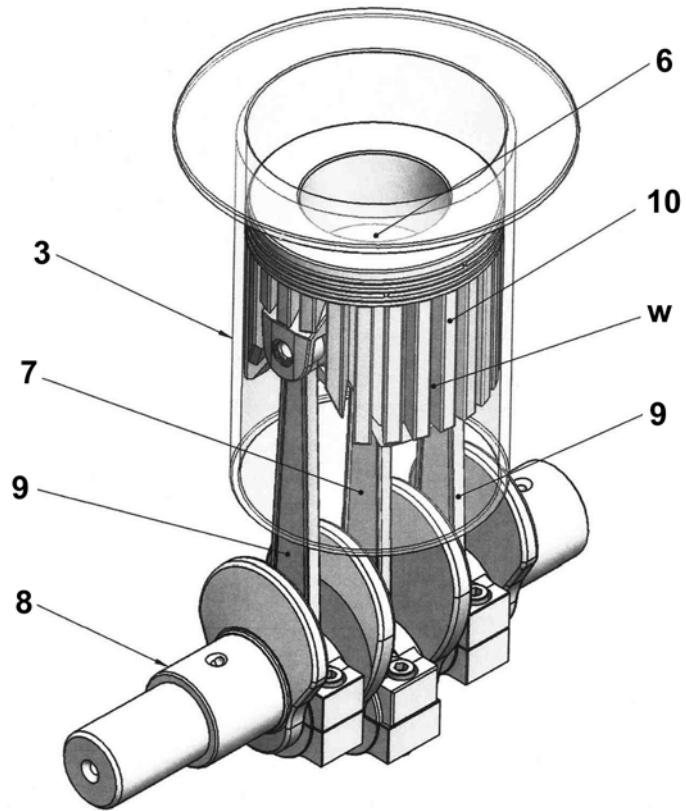


Fig. 6

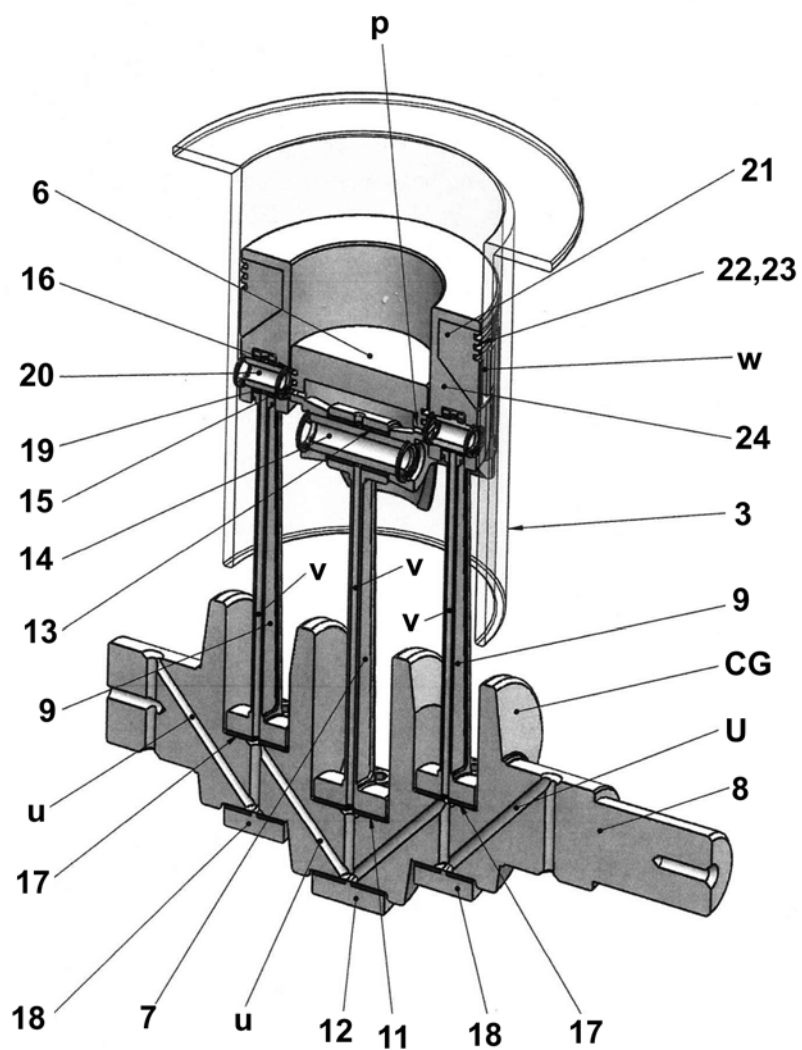


Fig. 7

(51) Int.Cl.

F02B 75/28 (2006.01);

F02B 75/30 (2006.01)

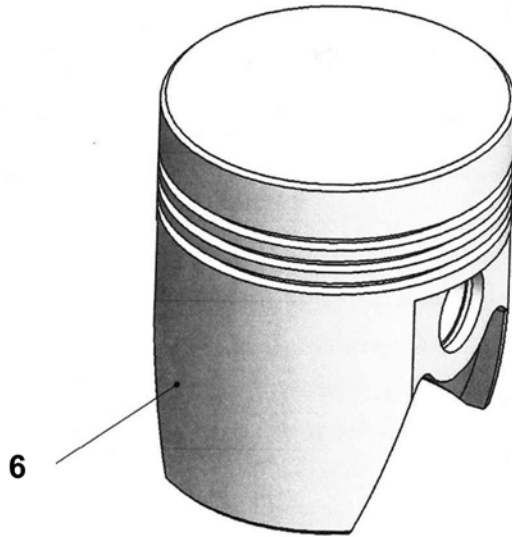


Fig. 8

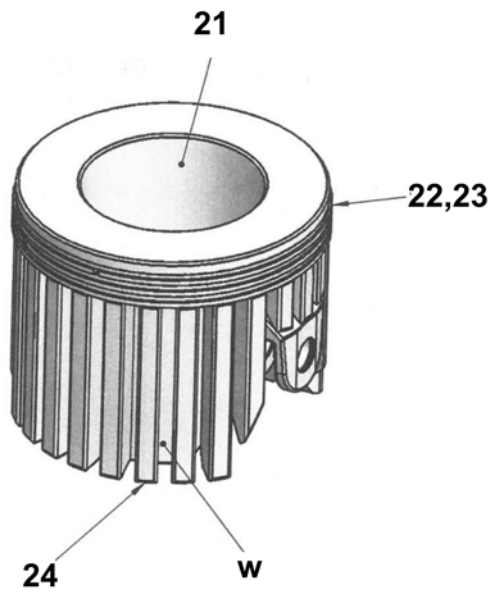


Fig. 9

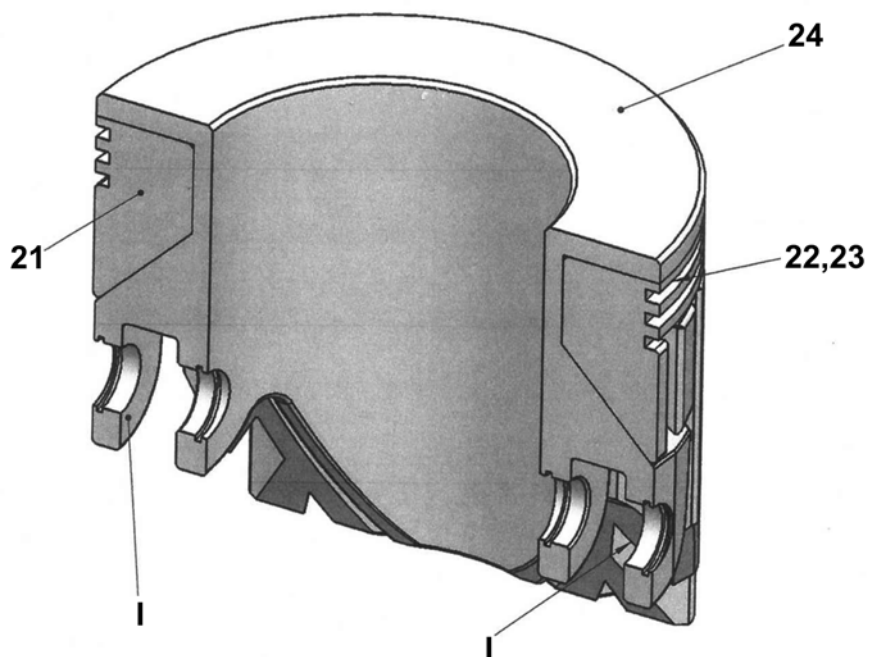


Fig. 10