(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer : **0 434 704 B1**

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag der Patentschrift : **21.07.93 Patentblatt 93/29**

(51) Int. Cl.^{5} : **F01L 1/44**

(21) Anmeldenummer : **89909562.4**

(22) Anmeldetag : **23.08.89**

(86) Internationale Anmeldenummer : **PCT/EP89/00993**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer : **WO 90/03498 05.04.90 Gazette 90/08**

(54) **VENTILGESTEUERTE HUBKOLBEN-BRENNKRAFTMASCHINE.**

(30) Priorität : **17.09.88 DE 3831733**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung : **03.07.91 Patentblatt 91/27**

(45) Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung : **21.07.93 Patentblatt 93/29**

(84) Benannte Vertragsstaaten : **DE FR GB IT**

(56) Entgegenhaltungen : **EP-B- 0 063 385**

(56) Entgegenhaltungen : **DE-A- 3 600 408**
DE-B- 1 243 459
DE-C- 452 640
DE-C- 3 524 622

(73) Patentinhaber : **AUDI AG**
Postfach 2 20
W-8070 Ingolstadt (DE)

(72) Erfinder : **HANNIBAL, Wilhelm**
Am Dreschplatz 8
W-7107 Neckarsulm (DE)

(74) Vertreter : **Speidel, Eberhardt**
Postfach 1320 Waldpromenade 26
W-8035 Gauting (DE)

EP 0 434 704 B1

Anmerkung : Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine ventilgesteuerte Hubkolben-Brennkraftmaschine entsprechend dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Bei derartigen, beispielsweise aus der EP-B 0063385 bekannten Brennkraftmaschinen muß das mittlere der drei Einlaß- oder Auslaßventile mit der Zylinder-Mittelachse einen kleineren Winkel einschließen als die beiden äußeren Ventile, damit alle Einlaß- bzw. Auslaßventile von den Nocken einer Einlaß- bzw. Auslaßnockenwelle direkt, d.h. ohne Zwischenschaltung von Kipphebeln betätigt werden können. Handelt es sich bei dem mittleren Ventil um ein Einlaßventil, so taucht dieses aufgrund seiner geringeren Schrägstellung als erstes der drei Einlaßventile in den Zylinder ein. Ist das mittlere Ventil ein Auslaßventil, so taucht es als letztes der drei Auslaßventile aus dem Zylinder aus. Bei hoch verdichtenden Brennkraftmaschinen, bei denen der Kolbenboden in OT fast in der Teilungsebene zwischen dem Zylinderblock und dem Zylinderkopf liegt, bedeutet dies, daß im Kolbenboden eine Ventiltasche vorgesehen werden muß, in welche der Ventilteller des mittleren Ventils eintauchen kann. Sind drei Einlaßventile und drei Auslaßventile vorgesehen, so muß für das mittlere Einlaßventil und für das mittlere Auslaßventil eine derartige Ventiltasche vorgesehen werden, damit ein Aufschlagen des Kolbens auf die Ventilteller dieser mittleren Ventile vermieden ist. Diese Ventiltaschen sind jedoch für die Güte der Verbrennung schädlich, da sich in diesen Taschen unverbrannte Kohlenwasserstoffe sammeln können, wodurch nicht nur der Wirkungsgrad herabgesetzt, sondern auch die Abgaszusammensetzung negativ beeinflußt wird. Ein weiterer Nachteil derartiger Ventiltaschen besteht darin, daß der Abstand des ersten Kolbenringes vom Kolbenboden größer sein muß, als dies ohne Ventiltaschen erforderlich wäre, um die erforderliche Höhe des Feuersteges im Bereich der Ventiltaschen zu erhalten, was zur Folge hat, daß der Kolben insgesamt länger und dadurch schwerer wird.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Hubkolben-Brennkraftmaschine der gattungsgemäßen Art zu schaffen, bei der eine hohe Verdichtung ohne nachteilige Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf und eine optimale Kolbengestaltung verwirklicht werden kann.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Durch den erfindungsgemäßen Vorschlag wird erreicht, daß bei einer Brennkraftmaschine mit drei Einlaßventilen pro Zylinder das mittlere Einlaßventil sich erst dann zu öffnen beginnt, wenn sich der Kolben bereits wieder nach unten bewegt. Dadurch kann die Tiefe der Ventiltasche geringer gehalten werden als bei einer Brennkraftmaschine, bei der alle drei Einlaßventile den gleichen Öffnungsbeginn haben. Bereits bei einer Verschiebung des Öffnungsbeginns des mittleren Einlaßventils um wenige Grad Nockenwellen-Drehwinkel ergibt sich eine erhebliche Reduzierung der Tiefe der Ventiltasche. Ggf. kann die Ventiltasche auch ganz entfallen.

Bei einer Brennkraftmaschine mit drei Auslaßventilen wird in analoger Weise durch den früheren Auslaßschluß des mittleren Auslaßventils erreicht, daß sein Ventilteller bereits weitgehend aus dem Zylinder ausgetaucht ist, wenn der Kolben in seinen oberen Totpunkt gelangt. Somit kann auch in diesem Fall die Ventiltasche eine geringere Tiefe haben als bei einer Maschine, bei der alle Auslaßventile gleichzeitig schließen, oder ggf. ganz entfallen.

Die Öffnungszeiten der drei Einlaßventile bzw. der drei Auslaßventile können gleich sein, in welchem Falle das mittlere Einlaßventil später schließt und das mittlere Auslaßventil früher öffnet. Vorzugsweise schließen jedoch alle drei Einlaßventile gleichzeitig bzw. öffnen alle drei Auslaßventile gleichzeitig.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen bei einer Brennkraftmaschine mit drei Einlaßventilen und zwei Auslaßventilen beschrieben. Es sei jedoch darauf hingewiesen, daß die Erfindung auch bei Brennkraftmaschinen mit drei Einlaßventilen und drei Auslaßventilen und bei Brennkraftmaschinen mit zwei Einlaßventilen und drei Auslaßventilen anwendbar ist. Es zeigt:

Figur 1 schematisch eine Teilansicht eines Zylinderkopfes von unten in Richtung der Pfeile 1-1 in Figur 2,

Figur 2 einen Schnitt entlang Linie 2-2 in Figur 1,

Figur 3 einen Teilschnitt des Zylinderkopfes und des Zylinderblocks in der Ebene des mittleren Einlaßventils,

Figur 4 ein Steuerdiagramm der Einlaß- und Auslaßventile der in Figuren 1 und 2 gezeigten Brennkraftmaschine und

Figur 5 ein Steuerdiagramm der Einlaß- und Auslaßventile einer Brennkraftmaschine mit drei Auslaßventilen pro Zylinder.

Der in Figuren 1 und 2 dargestellte Zylinderkopf 1 weist für jeden Zylinder 2, d.h. für jeden Brennraum 3, drei Einlaßventile 4, 5 und 6 und zwei Auslaßventile 7 und 8 auf. Die Einlaßventile 4, 5 und 6 werden von Nocken 9, 10 und 11 einer gemeinsamen Einlaßnockenwelle 12 über Tassenstößel 13 betätigt. In entsprechender Weise erfolgt die Betätigung der Auslaßventile 7 und 8 über Tassenstößel 14 durch die Nocken 15 und 16 einer Auslaßnockenwelle 17. In der Mitte des Brennraumes 3 ist eine Zündkerzenbohrung 18 vorgesehen.

Damit die drei Einlaßventile 4, 5 und 6 von den Nocken 9, 10 und 11 der Einlaßnockenwelle 12 direkt über Tassenstößel 13 betätigt werden können, ist es erforderlich, daß das mittlere Einlaßventil 5 mit der

Längsmittelachse A einen Winkel α einschließt, der kleiner ist als der Winkel β zwischen den beiden äußeren Einlaßventilen 4, 6 und der Zylindermittelachse A. Diese geringere Schrägstellung des mittleren Einlaßventils 5 hat zur Folge, daß bei gleichen Steuerzeiten der drei Einlaßventile 4, 5 und 6 das mittlere Einlaßventil mit seinem Ventilteller 20 beim Öffnungsbeginn früher in den Zylinder 2 eintaucht als die beiden äußeren Einlaßventile 4 und 6. Um dabei ein Aufschlagen des in Figur 3 dargestellten Kolbens 21 auf das mittlere Einlaßventil 5 zu vermeiden, ist im Kolbenboden eine Ventiltasche 22 vorgesehen, in welche der Ventilteller 20 eintauchen kann. Diese Ventiltasche beeinträchtigt jedoch insbesondere dann, wenn sie verhältnismäßig tief sein muß, die Güte der Verbrennung. Außerdem muß der Kolben 21 länger ausgeführt werden, um noch einen Feuersteg 23 ausreichender Breite vor der ersten Kolbenringnut 24 im Bereich der Ventiltasche 22 verwirklichen zu können.

Um die Tiefe der Ventiltasche 22 möglichst klein halten zu können, ist der Öffnungsbeginn des mittleren Einlaßventils 5 später gelegt als der Öffnungsbeginn der beiden äußeren Einlaßventile 4 und 6. Damit wird erreicht, daß das mittlere Einlaßventil 5 mit seinem Ventilteller 20 später in den Zylinder 2 eintaucht und seinen vollen Öffnungshub erst dann erreicht, wenn sich der Kolben 21 von seinem oberen Totpunkt bereits wieder nach unten bewegt hat. Bereits eine Verschiebung des Öffnungsbeginns des mittleren Einlaßventils 5 um wenige Grad Nockenwinkel-Drehwinkel ergibt eine merkliche Reduzierung der Tiefe der Ventiltasche 22. Ggf. kann auf eine Ventiltasche überhaupt verzichtet werden. Der spätere Öffnungsbeginn wird durch entsprechende Lage oder Form des Nockens 10 erreicht.

Ein entsprechendes Steuerdiagramm ist in Figur 4 dargestellt. Hierin ist B die Ventilerhebungskurve der Auslaßventile, C die Ventilerhebungskurve der äußeren Einlaßventile 4 und 6 und D die Ventilerhebungskurve des mittleren Einlaßventils 5. Wie ersichtlich, ist der Öffnungsbeginn a der beiden äußeren Einlaßventile 4 und 6 wie üblich in oder kurz vor OT, während der Einlaßbeginn d des mittleren Einlaßventils 5 kurz nach OT liegt. Wenn die Einlaßnocken 9, 10 und 11 die gleiche Form haben und lediglich der mittlere Einlaßnocken gegenüber den beiden anderen entgegen der Drehrichtung R der Einlaßnockenwelle 12 verdreht ist, so ergibt sich für das mittlere Einlaßventil 5 ein Einlaßschluß d, der nach dem Einlaßschluß c der beiden äußeren Einlaßventile 4 und 6 liegt. Durch entsprechende Ausbildung des mittleren Einlaßnockens 12 läßt sich jedoch auch erreichen, daß der Einlaßschluß d des mittleren Einlaßventils 5 mit dem Einlaßschluß c der beiden äußeren Einlaßventile 4 und 6 zusammenfällt.

Bei einer Brennkraftmaschine mit drei Auslaßventilen wird in analoger Weise der Auslaßschluß des mittleren Auslaßventils früher gelegt als der Auslaßschluß der beiden äußeren Auslaßventile. Dadurch taucht der Ventilteller des mittleren Auslaßventils früher aus dem Zylinder 2 aus, so daß keine oder keine so tiefe Ventiltasche im Kolben vorgesehen werden muß als bei einer Anordnung, bei der alle Auslaßventile gleichzeitig schliessen. Figur 5 zeigt das Steuerdiagramm für eine derartige Brennkraftmaschine mit drei Auslaßventilen, wobei mit E die Ventilerhebungskurven der beiden äußeren Auslaßventile und mit F die Ventilerhebungskurve des mittleren Auslaßventils bezeichnet ist. Während der Auslaßschluß f für die beiden äußeren Auslaßventile (Kurve E) wie üblich kurz nach OT liegt, liegt der Auslaßschluß e für das mittlere Auslaßventil (Kurve F) kurz vor OT. Sind die Nocken für alle drei Auslaßventile identisch und ist nur der das mittlere Auslaßventil betätigenden Nocken in Drehrichtung der Auslaßnockenwelle gegenüber den beiden anderen Nocken verdreht, so ergibt sich naturgemäß ein früherer Auslaßbeginn g für das mittlere Auslaßventil (Kurve F) gegenüber dem Auslaßbeginn h der beiden äußeren Auslaßventile (Kurve E).

Der Nocken für das mittlere Auslaßventil kann jedoch so ausgelegt werden, daß alle drei Auslaßventile den gleichen Auslaßbeginn haben. Das Steuerdiagramm von Figur 5 ist für eine Brennkraftmaschine mit drei Auslaßventilen und zwei Einlaßventilen, wobei die Ventilerhebungskurve g für die beiden Einlaßventile der Ventilerhebungskurve C von Figur 4 entspricht. Wenn drei Einlaßventile vorgesehen sind, so wird für das mittlere Einlaßventil zumindest hinsichtlich des Öffnungsbeginns die Ventilerhebungskurve D gemäß Figur 4 gewählt.

Abgesehen von den bereits erwähnten Vorteilen, nämlich Verkleinerung oder Wegfall der Ventiltasche (n) und die Möglichkeit, einen kürzeren und dadurch leichteren Kolben verwenden zu können, erleichtert die Erfindung auch die Anwendung einer variablen Ventilsteuerung, bei der eine last- und/oder drehzahlabhängige Verdrehung insbesondere der Einlaßnockenwelle relativ zur Kurbelwelle zur Erzielung optimaler Steuerzeiten vorgenommen wird, da der maximal mögliche Verstellwinkel der Nockenwelle von dem Abstand zwischen dem mittleren Einlaßventil und dem Kolben abhängig ist.

Patentansprüche

1. Hubkolben-Brennkraftmaschine mit drei Einlaß- und/oder Auslaßventilen (4, 5, 6) pro Zylinder (2), die einzeln direkt über Tassenstößel (13) von Nocken (9, 10, 11) einer Einlaß-bzw. Auslaßnockenwelle (12) betätigt sind und schräg zur Zylindermittelachse A angeordnet sind, wobei das mittlere (5) der drei Einlaß- und/oder Auslaßventile mit der Zylindermittelachse A einen kleineren Winkel (α)einschließt als die beiden äußeren

Ventile (4, 6),dadurch gekennzeichnet, daß der Öffnungsbeginn (b) des mittleren Einlaßventils (5) später liegt als der Öffnungsbeginn(a) der beiden äußeren Einlaßventile (4, 6) bzw. der Auslaßschluß(e)des mittleren Auslaßventils früher liegt als der Auslaßschluß(f)der beiden äußeren Auslaßventile.

2. Hubkolben-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 dadurch gekennzeichnet, daß der Öffnungsbeginn(b) des mittleren Einlaßventils (5) nach OT bzw. der Auslaßschluß(e)des mittleren Auslaßventils vor OT liegt.

3. Hubkolben-Brennkraftmaschine nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß der Einlaßschluß aller Einlaßventile (4, 5, 6) bzw. der Auslaßbeginn aller Auslaßventile gleich ist.

Claims

1. Reciprocating piston internal combustion engine with three inlet and/or exhaust valves (4,5,6) per cylinder (2), which are actuated individually directly over cup tappets (13) by cams (9,10,11) of an intake or exhaust camshaft (12), and are disposed obliquely to the central axis A of the cylinder, the middle one (5) of the three inlet and/or exhaust valve enclosing an angle (α) with the central axis A of the cylinder, which is smaller than the angle enclosed by the two outer valves (4,6) and the central axis A of the cylinder, characterized in that in the case of three inlet valves the middle inlet valve (5) commences to open at a time (b), which is later than the time (a) at which the two outer inlet valves (4,6) commence to open and in the case of three outlet valves the closing phase of the middle exhaust valve is finished at a time "e", which is earlier than the time (f), at which the closing phase of the two outer exhaust valves is finished.

2. The reciprocating piston internal combustion internal combustion engine of claim 1, characterized in that in the case of three inlet valves the middle inlet valve (5) commences to open at a time (b) after top dead center and that in the case of three outlet valves the closing phase of the middle exhaust valve is finished at a time (e) before top dead center.

3. The reciprocating piston internal combustion engine of claims 1 and 2, characterized in that in the case of three inlet valves the opening phase is finished at the same time for all inlet valves (4,5,6) and that in the case of three outlet valves the closing phase commences at the same time for all exhaust valves.

Revendications

1. Moteur à combustion interne à piston alternatif, comprenant trois soupapes d'admission et/ou d'échappement (4, 5, 6) par cylindre (2) lesquelles sont commandées chacune directement, par l'intermédiaire de poussoirs à couronne (13), par des cames (9, 10, 11) d'un arbre à cames d'admission et respectivement d'échappement (12) et disposées en oblique par rapport à l'axe médian (A) du cylindre, la soupape médiane (5) des trois soupapes d'admission et/ou d'échappement formant avec l'axe médian (A) du cylindre un angle (α) plus petit que les deux soupapes extérieures (4, 6), **caractérisé en ce** que le début de l'ouverture (b) de la soupape d'admission médiane (5) est plus tardif que le début de l'ouverture (a) des deux soupapes extérieures (4, 6) et respectivement que la fin de l'échappement (e) de la soupape d'échappement médiane est plus précoce que la fin de l'échappement (f) des deux soupapes d'échappement extérieures.

2. Moteur à combustion interne à piston alternatif selon la revendication 1, caractérisé en ce que le début de l'ouverture (b) de la soupape d'admission médiane (5) se situe en aval de OT et respectivement que la fin de l'échappement (e) de la soupape d'échappement médiane se situe en amont de OT.

3. Moteur à combustion interne à piston alternatif selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que la fin de l'admission de toutes les soupapes d'admission (4, 5, 6) et respectivement le début de l'échappement de toutes les soupapes d'échappement sont les mêmes.

FIG.1

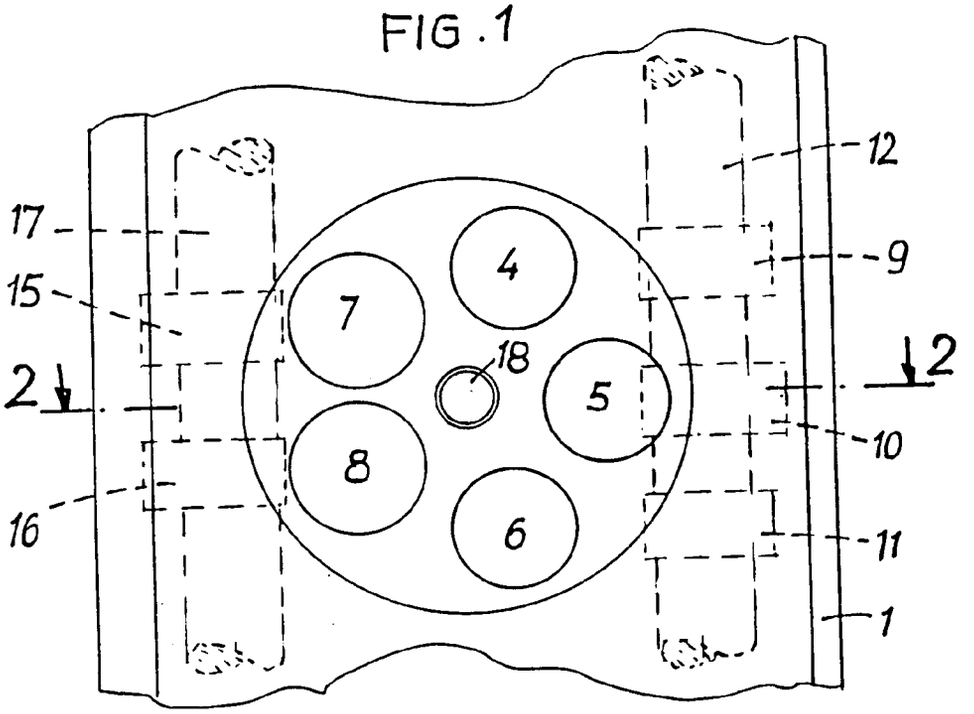

17
15
2
16
12
9
2
10
11
1
4
7
18
5
8
6

FIG.2

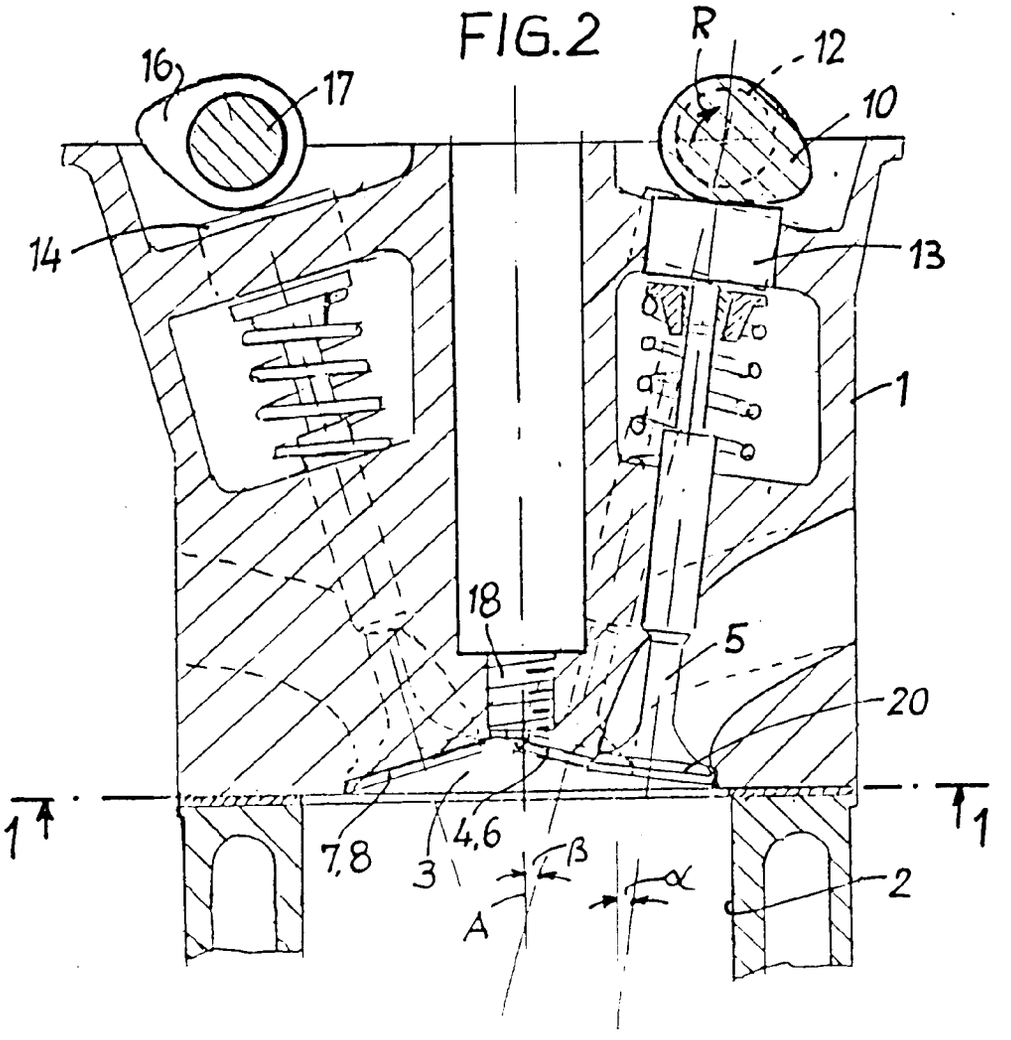

16
17
R
12
10
14
13
1
18
5
20
1
1
7,8
3
4,6
β
α
A
2

FIG.3

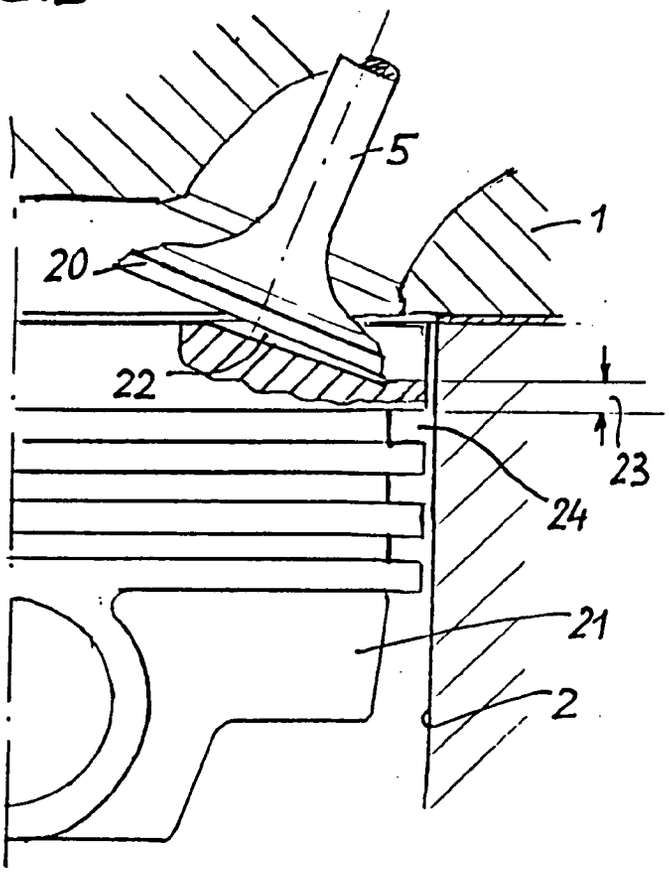


FIG.4

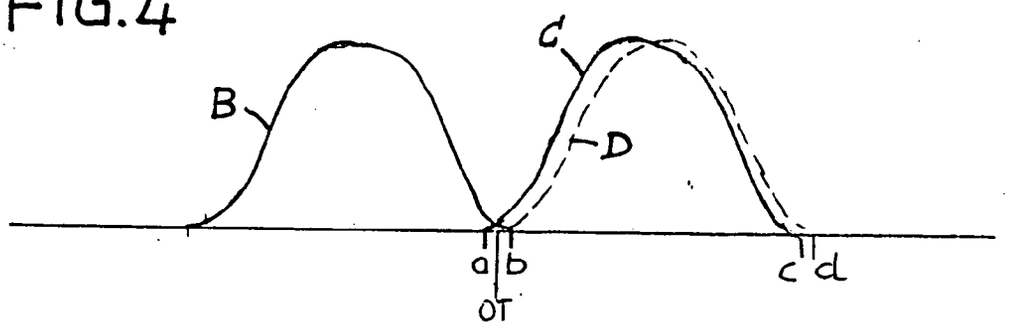


FIG.5

