



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 585 568 B1**

12

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 49 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **06.12.95**      51 Int. Cl.<sup>6</sup>: **F01L 1/26, F01L 13/00**
- 21 Anmeldenummer: **93110921.9**
- 22 Anmeldetag: **08.07.93**

54 **Ventilantriebsanordnung für eine Brennkraftmaschine.**

30 Priorität: **29.08.92 DE 4228796**

43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**09.03.94 Patentblatt 94/10**

45 Bekanntmachung des Hinweises auf die  
Patenterteilung:  
**06.12.95 Patentblatt 95/49**

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

56 Entgegenhaltungen:  
**DE-A- 3 732 687**  
**US-A- 4 886 022**

**PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 11, no.**  
**352 (M-643)(2799) 18. November 1987 & JP-**  
**A-62 131 907 (MAZDA) 15. Juni 1987**

**PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 15, no.**  
**19052 (M-113) 16. Mai 1991 & JP-A-03 047 416**  
**(MITSUBISHI) 28. Februar 1991**

73 Patentinhaber: **Dr.Ing.h.c. F. Porsche Aktien-**  
**gesellschaft**  
**Porschestrasse 42**  
**D-70435 Stuttgart (DE)**

72 Erfinder: **Krebs, Winfried**  
**Bebenhäuserstrasse 6**  
**D-71638 Ludwigsburg (DE)**

**EP 0 585 568 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 betrifft eine Ventiltriebsanordnung für eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Es ist bekannt, Gaswechselventile einer Brennkraftmaschine variabel zu betreiben, d.h. mit unterschiedlichen Steuerzeiten und/oder Hüben. In der EP-0 267 687 B1 ist ein Ventiltrieb offenbart, bei dem zwei Einlaßventile von einer mit unterschiedlichen Nocken versehenen Nockenwelle unter Zwischenschaltung von als Kipphebel ausgebildeten Übertragungselementen betätigt werden. Innerhalb der Kipphebel sind axial verschiebbare Kolben gelagert, welche je nach ihrer Stellung die Kipphebel formschlüssig aneinander koppeln. Eine Nocke mit großem Ventilhub betätigt bei ausgefahrenem Kolben die Ventile über zwei äußere Kipphebel, welche an einen mittleren angekoppelt sind. Bei eingefahrenem Kolben ist der mittlere Kipphebel abgekoppelt und die Ventile werden über die äußeren Kipphebel von Nocken mit einem geringeren Ventilhub betätigt.

Eine solche Anordnung beansprucht einen großen Bauraum und ist schwergewichtig, da zusätzlich zu der Nockenwelle weitere Achsen zur Kipphebellaagerung angeordnet sind.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine gattungsgemäße Anordnung raumsparend zu vereinfachen.

Die Lösung dieser Aufgabe gelingt mit den Merkmalen des Patentanspruchs 1. Wenn bei einem Ventiltrieb die Nocken als Übertragungselemente ausgebildet sind, wobei eine Nocke drehfest und eine andere drehbar auf der Nockenwelle angeordnet ist, so kann bei kompakter Bauweise, bei der die Nocken unmittelbar auf die Ventile einwirken, je nach Stellung der Kolben die drehfest angeordnete oder die formschlüssig angekoppelte, drehbare Nocke auf die Ventile einwirken.

Durch die Auslegung der Nocken, die gleichzeitig als Übertragungselemente dienen, sind keine Kipphebelwellen und dergleichen erforderlich. Der Bauraumbedarf entspricht einem konventionellen Ventiltrieb, bei dem die Nocken direkt auf die Ventile wirken.

Weitere Vorteile ergeben sich durch die in den Unteransprüchen gekennzeichneten Ausgestaltungen.

Durch die Anordnung von drei nebeneinander auf der Nockenwelle liegenden Nocken, von denen die mittlere oder die beiden äußeren zu- bzw. abschaltbar sind, können die Gaswechselventile mit verschiedenen Nockenprofilen betrieben werden.

Ist die mittlere Nocke zuschaltbar und mit größerem Hub versehen, werden z.B. zwei über einen gemeinsamen Stößel betätigte Ventile im oberen Lastbereich der Brennkraftmaschine so betrieben,

das ein verbesserter Gaswechsel stattfindet.

Eine Anordnung von drei Nocken mit identischem Hub, jedoch verschiedenen Profilverläufen ermöglicht es, beispielsweise eine mittig angeordnete Schaltnocke mit einem für den Teillastbereich optimalen Ventilhubverlauf zu versehen. Zur Herabsetzung der dabei auftretenden Reibungsverluste kann der Schaltnocke dabei auf eine in dem Stößel integrierte Rolle auflaufen. Die mittige Anordnung eines Festnockens mit geringerem Hub ermöglicht eine für den Stößel beanspruchungsgünstige Lage der bei hohen Drehzahlen zugeschalteten Schaltnocken.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand einer Zeichnung beispielhaft näher erläutert.

Es zeigen:

- Fig.1 schematisch einen Schnitt durch eine erste Ausführungsform,
- Fig.2 schematisch einen Schnitt durch eine zweite Ausführungsform,
- Fig.3 schematisch einen Schnitt durch eine dritte Ausführungsform,
- Fig.4 einen Schnitt entlang der Linie IV-IV gemäß Fig.3,
- Fig.5 einen Schnitt entlang der Linie V-V gemäß Fig.2,
- Fig.6 einen Schnitt entlang der Linie VI-VI gemäß Fig.1 mit festgelegter Schaltnocke,
- Fig.7 einen Schnitt entlang der Linie VII-VII gemäß Fig.2 und
- Fig.8 einen Schnitt entlang der Linie VIII-VIII gemäß Fig.7

In einem nicht gezeigten Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine wird eine Nockenwelle 1 in Lagern 2 gehalten und über ein Kettenrad 3 von einer nicht gezeigten Kurbelwelle angetrieben.

Die Nockenwelle 1 trägt mehrere Nocken, welche als Übertragungselemente zwischen der Nockenwelle 1 und Einlaßventilen 4 unter Zwischenschaltung eines Stößels 5 dienen.

Die Nockenwelle 1 weist eine Zentralbohrung 6 auf, in welcher durch Stopfen 7 ein Abschnitt 8 begrenzt ist.

In ein innerhalb des Abschnittes 8 gelegenes Lager 2 ist eine Nut 9 eingestochen, welche über eine Druckölleitung 11 gespeist wird und über eine radiale Bohrung 10 mit der Zentralbohrung 6 verbunden ist. Im Bereich der Nocken ist eine Radialbohrung 12 angeordnet, welche die Zentralbohrung 6 schneidet und in eine zylindrische Hydraulikkammer 13 eines Nockens mündet.

In einer ersten Ausführungsform gemäß Fig.1 ist ein erster, als Schaltnocke 14 ausgebildeter mittlerer Nocken drehbar auf der Nockenwelle 1 gelagert, während beidseitig dazu ein zweiter bzw. dritter, als Festnocke 15 bzw. 16 ausgebildeter Nocken drehfest angeordnet ist.

Die Schaltnocke 14 weist im Bereich ihrer maximalen Erhebung eine Durchgangsbohrung 17 auf, in der ein Kolben 18 axial verschiebbar gelagert ist. Beide Festnocken 15, 16 weisen mit der Durchgangsbohrung 17 korrespondierende Bohrungen 19, 20 auf. In Bohrung 19 mündet die Radialbohrung 12 und ein weiterer, verschiebbarer Kolben 21 ist in ihr gelagert.

Bohrung 20 weist einen federbelasteten Hohlkolben 22 auf, dessen Feder 23 sich an einem Boden 24 der Bohrung 20 abstützt.

Die Bohrungen 19 und 20 sowie die Durchgangsbohrung 17 weisen einen gleichen Abstand H zur Längsachse A-A der Nockenwelle 1 auf und die Kolben 18, 21 und der Hohlkolben 22 haben einen identischen Durchmesser D. Der maximale Hub der Festnocken 15, 16 ist geringer als der der Schaltnocke 14.

Alle Nocken wirken auf den Stößel 5 ein, welcher einstückig ausgebildet beide Ventile 4 gleichzeitig betätigt. Jedem Ventil 4 ist dabei eine übliche Ventildfeder 25 sowie ein in den Stößel 5 integriertes, hydraulisches Ventilspielausgleichselement 26 zugeordnet.

In der Druckölleitung 11 ist ein Sperrventil 29 angeordnet, welches über eine Leitung 30 von einer elektronischen Steuerung 31 geöffnet oder gesperrt wird. Diese Steuerung 31 nimmt u.a. Signale auf, welche mit den aktuellen Werten der Öltemperatur T und der Brennkraftmaschinendrehzahl N korrespondieren. Die Druckölleitung 11 ist an eine Verteilerleitung 32 angeschlossen, welche über weitere Druckölleitungen 11 mit allen Zylindern der Brennkraftmaschine verbunden ist und über einen Zulauf 33 mit Drucköl gespeist wird.

Im Teillastbetrieb der Brennkraftmaschine ist das Sperrventil 29 geschlossen, es liegt kein Öldruck in der Hydraulikkammer 13 an. Aufgrund dessen schiebt die Feder 23 des Hohlkolbens 22 die Kolben 18 bzw. 21 vollständig in die zugehörige Schaltnocke 14 bzw. Festnocke 15. Die Schaltnocke 14 ist entkoppelt und die Nockenwelle 1 rotiert frei in dieser Nocke 14. Die Festnocken 15 bzw. 16 laufen synchron auf den Stößel 5 auf und betätigen die Einlaßventile 4 mit einem relativ geringen Hub.

Beim Überschreiten eines bestimmten Lastzustandes der Brennkraftmaschine wird das Sperrventil 29 geöffnet und die kreisringförmig umlaufende Nut 9 wird ständig über die Bohrung 10 aus der Druckölleitung 11 gespeist. Der auf den Kolben 21 wirkende Öldruck schiebt diesen gegen die Schaltnocke 14. Beim Überlaufen einer in Drehrichtung vor der Durchgangsbohrung 17 liegende Einlauf-rampe 34 wird der Kolben 21 teilweise in diese Bohrung 17 gedrückt und schiebt dabei Kolben 18 teilweise in Bohrung 20, wobei der Hohlkolben entgegen der Feder 23 bis zur Anlage mit Boden 24

verschoben wird. Die formschlüssig angekoppelte Schaltnocke 14 rotiert synchron mit den Festnocken 15, 16 und betätigt aufgrund des größeren Hubes den Stößel 5.

In einer zweiten Ausführungsform der Erfindung gemäß Fig.2 erfolgt die Ankoppelung der Schaltnocke nur über eine Festnocke 15 mittels des Kolbens 21.

Der Stößel 5 ist als Rollenstößel ausgebildet und hier nicht näher erläutert, da er in DE-40 39 256 A1 beschrieben ist. Die mittlere Nocke ist hierbei für den Teillastbereich der Brennkraftmaschine mit einem anderen Profil versehen wie die Festnocken 15, 16 und betätigt reibungsarm über eine Rolle 35 den Stößel 5, wobei Sperrventil 29 geöffnet ist. Alle Nocken weisen einen identischen Hub auf.

Bei hoher Last der Brennkraftmaschine schließt das Sperrventil 29, so daß die Schaltnocke 14 abgekoppelt ist und Stößel 5 von den Festnocken 15, 16 betätigt wird. Bezüglich aller übrigen Teile entspricht diese Ausführungsform der in Fig.1 gezeigten.

Eine dritte Ausführungsform der Erfindung gemäß Fig.3 weist einen mittleren, als Festnocke 40 ausgebildeten Nocken sowie beidseitig dazu je eine als Schaltnocke 41 bzw. 42 ausgebildeten Nocke auf. Die Radialbohrung 12 verläuft mittig in der Festnocke 40 und mündet zentral in die zwischen zwei gegenläufigen Kolben 43 und der Durchgangsbohrung 19 gebildeten Hydraulikkammer 13. Die Schaltnocken 41 und 42 weisen jeweils einen federbelasteten Hohlkolben 22 auf.

Im Lager 2 ist Nut 9 kreissegmentförmig ausgebildet und allen Zylindern ist nur ein gemeinsames Sperrventil 29 im Zulauf 33 zugeordnet.

Die mittlere Nocke ist mit einem geringeren Hub versehen dem Teillastbereich zugeordnet, während bei erhöhter Last und offenem Sperrventil 29 die mit einem größeren Hub versehenen Schaltnocken 41, 42 formschlüssig angekoppelt den Stößel 5 betätigen.

Hierbei weisen beide Schaltnocken 41, 42 eine Einlauf-rampe 34 auf. Die Steuerung 31 verarbeitet zusätzlich ein dem aktuellen Drosselklappenwinkel K entsprechendes Signal.

In allen Ausführungen der Erfindung erfolgt das An- bzw. Abkoppeln der Schaltnocken zumindest in Abhängigkeit der Brennkraftmaschinendrehzahl N. Zusätzlich können weitere Parameter, wie z.B. der Drosselklappenwinkel K, als Lastinformation der Steuerung 31 zugeführt werden. Die Steuerung 31 kann auch adaptiv ausgelegt sein. Hierbei wird gemäß Fig.1 über einen weiteren Eingang 43 beispielsweise ein Signal über die zeitliche Änderung des Drosselklappenwinkels K als ein Maß für die Dynamik des Fahrbetriebes eines mit diesem Ventilantrieb ausgestatteten Kraftfahrzeuges erfaßt. Eine bewußt ruhige Fahrweise ohne Dynamiksprün-

ge verschiebt dabei das Zuschalten der mit größerem Hub ausgestatteten Nocken in ökonomische Drehzahlbereiche der Brennkraftmaschine. Bei betont sportlicher Fahrweise wird das Schalten in Bereiche verschoben, die optimale Werte für Leistung und Drehmoment liefern.

In Abwandlung davon kann ein manuell zu betätigender Schalter 44 vorgesehen sein, der ein Umschalten zwischen einer ökonomischen und einer sportlichen Fahrweise gemäß in der Steuerung 31 abgespeicherter, festgelegter Kennfelder gestattet. Aus diesen Kennfeldern werden Werte zum Schalten der Schalnocken in Abhängigkeit der Drehzahl N ausgelesen.

In allen Ausführungen wird zum Festlegen der abgekoppelten Schalnocken 14 bzw. 41, 42 ein hydraulisch betätigter Feststeller 45 mit einem Kolben 46 verwendet. Dieser ist gemäß Fig.6 in einem im Zylinderkopf gehaltenen Gehäuse 47 geführt und wird über eine Druckleitung 48 bei abgekoppelter Schalnocke 14; 41, 42 ausgefahren. Somit ist eine definierte Stellung beim erneuten Einfahren der Kolben in die Einlauframpe 34 gegeben und es steht eine ausreichend große Zeitspanne zum formschlüssigen Verbinden zur Verfügung. Die Stellung ist dabei so gewählt, daß der Schalnocken während des Zuschaltens mit seinem Grundkreis 49 auf dem Stößel 5 läuft.

### Patentansprüche

1. Ventilantriebsanordnung für eine Brennkraftmaschine, mit mindestens einer Nockenwelle sowie mindestens zwei darauf angeordneten Nocken mit unterschiedlichen Profilen zur Betätigung von Gaswechselventilen, wobei diese Ventile wahlweise von der einen oder der anderen Nocke betätigt werden, indem zwischen der Nockenwelle und den Gaswechselventilen angeordnete Übertragungselemente mittels in ihnen gelagerter, axial verschiebbarer Kolben formschlüssig miteinander gekoppelt werden, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Übertragungselemente durch die Nocken gebildet sind, wobei mindestens die eine Nocke drehfest als Festnocke (15, 16; 40) mit der Nockenwelle (1) verbunden und die andere Nocke drehbar als Schalnocke (14; 41, 42) auf der Nockenwelle (1) angeordnet ist.
2. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine Festnocke (15; 40) unmittelbar benachbart einer Schalnocke (14; 41) auf der Nockenwelle (1) angeordnet ist, wobei ein in einer Hydraulikkammer (13) des Festnockens (15; 40) gelagerter Kolben (21; 43) formschlüssig mittels Öldruck in eine Durchgangsbohrung (17) des Schalnock-

kens (14; 41) verschiebbar ist.

3. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß Schalnocke (14; 41) oder Festnocke (15; 40) über einen gemeinsamen Stößel (5) als Einlassventile (4) ausgebildete Gaswechselventile betätigen.
4. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen zwei Festnocken (15, 16) eine Schalnocke (14) angeordnet ist, deren maximaler Nockenhub größer ist als der der Festnocken (15, 16).
5. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß in einer Bohrung (20) der einen Festnocke (16) ein federbelasteter Hohlkolben (22) angeordnet ist, welcher bei abgeschaltetem Öldruck einen Kolben (18) in einer Durchgangsbohrung (17) der Schalnocke (14) und dieser wiederum einen Kolben (21) in einer Bohrung (19) der anderen Festnocke (15) verschiebt.
6. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Schalnocke (14) über eine mit dem Stößel (5) verbundene Rolle (35) auf die Gaswechselventile wirkt.
7. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß unmittelbar benachbart der Schalnocke (14) eine weitere Festnocke (16) auf der Nockenwelle (1) derart angeordnet ist, daß die Schalnocke (14) mittig zwischen den Festnocken (15 und 16) liegt.
8. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß unmittelbar benachbart der Festnocke (40) eine weitere Schalnocke (42) auf der Nockenwelle (1) derart angeordnet ist, daß die Festnocke (40) mittig zwischen den Schalnocken (41 und 42) liegt.
9. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 2 oder 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß alle Nocken mit identischem Hub versehen auf einen gemeinsamen Stößel (5) wirken.
10. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 2 oder 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Festnocke (40) mit einem geringeren Hub versehen ist als die Schalnocke (41, 42).
11. Ventilantriebsanordnung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Hydraulikkammer (13) über eine in der Nok-

kenwelle (1) verlaufende Zentralbohrung (6) mit einer Druckölleitung (11) verbunden ist, welche mit einem von einer elektronischen Steuerung (31) betätigten Sperrventil (29) zusammenwirkt.

12. Ventilantriebsanordnung nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein manuell zu betätigender Schalter (44) mit der Steuerung (31) verbunden ist, wobei mit diesem Schalter (44) in der Steuerung (31) abgespeicherte Kennfelder anwählbar sind, welche das Sperrventil (29) steuern.

13. Ventilantriebsanordnung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche 2 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei gesperrtem Sperrventil (29) die Schaltnocke (14; 41, 42) mittels eines hydraulischen, einen ausfahrbaren Kolben (46) aufweisenden Feststellers (45) festgelegt sind.

#### Claims

1. A valve-operating device for an internal-combustion engine, with at least one camshaft and at least two cams mounted thereon and having different profiles for actuating gas-change valves, wherein the said valves are optionally actuated by one or other cam, transmission members arranged between the camshaft and the gas-change valves being connected to one another with positive locking by means of axially displaceable pistons mounted therein, **characterized in that** the transmission members are formed by the cams, wherein at least one cam is connected in a rotationally fixed manner as a fixed cam (15, 16; 40) to the camshaft (1) and the other cam is mounted rotatably as a trip cam (14; 41, 42) on the camshaft (1).

2. A valve-operating device according to Claim 1, **characterized in that** a fixed cam (15; 40) is mounted directly adjacent to a trip cam (14; 41) on the camshaft (1), wherein a piston (21; 43) mounted in an hydraulic chamber (13) in the fixed cam (15; 40) is movable with positive locking into a through bore (17) in the trip cam (14; 41) by means of oil pressure.

3. A valve-operating device according to Claim 2, **characterized in that** the trip cam (14; 41) or the fixed cam (15; 40) [actuates] gas-change valves constructed as inlet valves (4) by way of a common tappet (5).

4. A valve-operating device according to Claim 1, **characterized in that** a trip cam (14) is ar-

ranged between two fixed cams (15; 40), the maximum stroke of the trip cam (14) being greater than that of the fixed cams (15; 40).

5. A valve-operating device according to Claim 4, **characterized in that** a spring-loaded hollow piston (22) is arranged in a bore (20) in one fixed cam (16), the hollow piston (22) displacing a piston (18) in a through bore (17) in the trip cam (14) and the said piston (18) in turn displacing a piston (21) in a bore (19) in the other fixed cam (15) when the oil pressure is switched off.

6. A valve-operating device according to Claim 3, **characterized in that** the trip cam (14) acts upon the gas-change valves by way of a roller (35) connected to the tappet (5).

7. A valve-operating device according to Claim 2, **characterized in that** directly adjacent to the trip cam (14) a further fixed cam (16) is mounted on the camshaft (1) in such a way that the trip cam (14) is arranged centrally between the fixed cams (15 and 16).

8. A valve-operating device according to Claim 2, **characterized in that** directly adjacent to the fixed cam (40) a further trip cam (42) is mounted on the camshaft (1) in such a way that the fixed cam (40) is arranged centrally between the trip cams (41 and 42).

9. A valve-operating device according to Claim 2 or 7, **characterized in that** all the cams having an identical stroke act upon a common tappet (5).

10. A valve-operating device according to Claim 2 or 8, **characterized in that** the fixed cam (40) is provided with a shorter stroke than the trip cam (41, 42).

11. A valve-operating device according to one or more of the preceding Claims 2 to 10, **characterized in that** the hydraulic chamber (13) is connected - by way of a central bore (6) extending in the camshaft (1) - to a pressure-oil line (11) cooperating with a shut-off valve (29) actuated by an electronic control (31).

12. A valve-operating device according to Claim 11, **characterized in that** a switch (44) to be actuated manually is connected to the control (31), wherein performance graphs stored in the control (31) and controlling the shut-off valve (29) are selectable by the said switch (44).

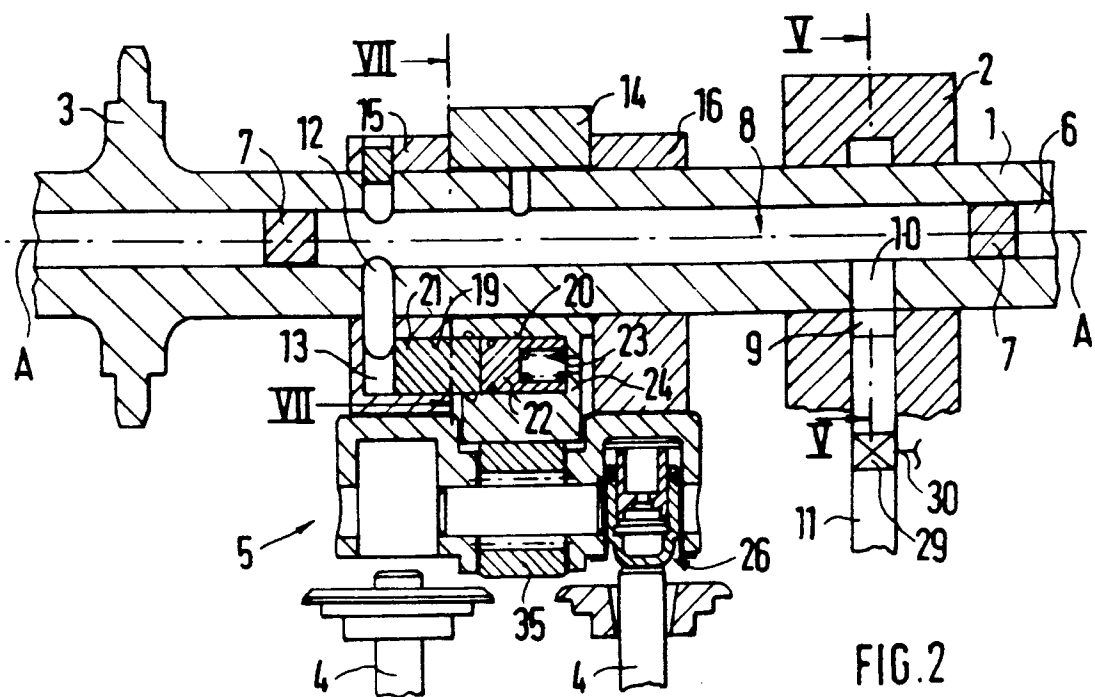
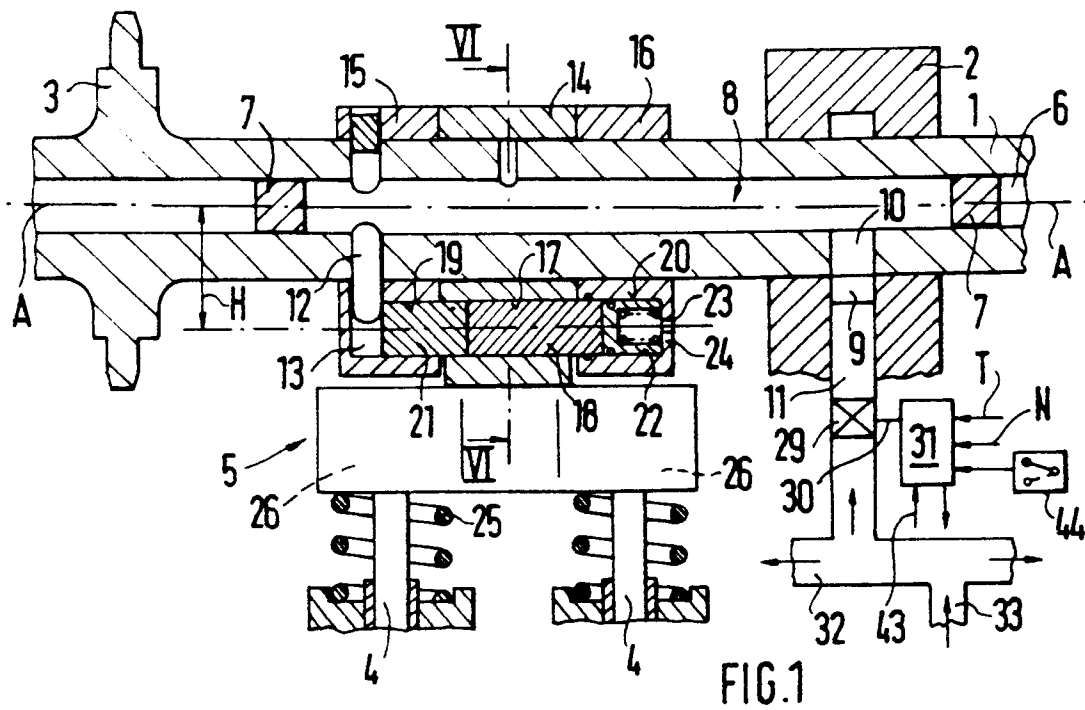
13. A valve-operating device according to one or more of the preceding Claims 2 to 12, **characterized in that** when the shut-off valve (29) is blocked the trip cam (14; 41, 42) [is] fixed by means of an hydraulic fixing means (45) having an extensible piston (46).

## Revendications

1. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, comportant au moins un arbre à cames ainsi qu'au moins deux cames placées sur celui-ci avec des profils différents pour l'actionnement de soupapes d'échange de gaz, ces soupapes étant actionnées au choix par l'une ou l'autre came, en ce que des éléments de transmission, placés entre l'arbre à cames et les soupapes d'échange de gaz, sont accouplés entre eux par concordance de forme, au moyen de pistons montés dans ceux-ci, coulissant axialement, caractérisé en ce que les éléments de transmission sont formés par les cames, un came au moins étant reliée fixe en rotation, en tant que came fixe (15, 16 ; 40) avec l'arbre à cames (1) et l'autre came étant montée tournante en tant que came de commutation (14 ; 41, 42), sur l'arbre à cames (1).
2. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'une came fixe (15 ; 40) est placée directement au voisinage d'une came de commutation (14 ; 41) sur l'arbre à cames (1), un piston (21 ; 43), monté dans une chambre hydraulique (13) de la came fixe (15 ; 40), coulissant par concordance de forme, au moyen d'une pression d'huile, dans un alésage débouchant (17) de la came de commutation (14 ; 41).
3. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 2, caractérisé en ce que la came de commutation (14 ; 41) ou la came fixe (15 ; 40) actionne, par un poussoir commun (5), des soupapes d'échange de gaz, conçues en tant que soupapes d'admission (4).
4. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'entre deux cames fixes (15, 16) est placée une came de commutation (40), dont la course maximale est supérieure à celle des cames fixes (15, 16).
5. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 4, caractérisé en ce que dans un alésage (20) d'une came fixe (16) est placé un piston creux (22) soumis à l'action d'un ressort, qui, lorsque la pression d'huile est coupée, déplace un piston (18) dans un alésage débouchant (17) de la came de commutation (14) et celui-ci déplace à son tour un piston (21) dans un alésage (19) de l'autre came fixe (15).

6. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 3, caractérisé en ce que la came de commutation (14) agit, par un galet (35) relié au poussoir (5), sur les soupapes d'échange de gaz.
7. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 2, caractérisé en ce que directement au voisinage de la came de commutation (14) est placé sur l'arbre à cames (1), une autre came fixe (16) de telle sorte que la came de commutation (14) se trouve au milieu entre les cames fixes (15 et 16).
8. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 2, caractérisé en ce que directement au voisinage de la came fixe (40) est placée sur l'arbre à cames (1), une autre came de commutation (42), de telle sorte que la came fixe (40) se trouve au milieu entre les cames de commutation (41 et 42).
9. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon les revendications 2 ou 7, caractérisé en ce que toutes les cames sont pourvues d'une course identique sur un poussoir (5) commun.
10. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon les revendications 2 ou 8, caractérisé en ce que la came fixe (40) est pourvue d'une course inférieure à la came de commutation (41, 42).
11. Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon une ou plusieurs des revendications précédentes 2 à 10, caractérisé en ce que la chambre hydraulique (13) communique, par un alésage central (6) s'étendant dans l'arbre à cames (1), avec une conduite d'huile sous pression (11), qui coopère avec une soupape de blocage (29), actionnée par une commande électronique (31).

- 12.** Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'un commutateur (44) à actionner manuellement, est relié à la commande (31), ce commutateur (44) permettant de sélectionner des courbes caractéristiques mémorisées dans la commande (31), qui commandent la soupape de blocage (29). 5
- 13.** Dispositif d'entraînement de soupape pour un moteur à combustion interne, selon une ou plusieurs des revendications 2 à 12 précédentes, caractérisé en ce que lorsque la soupape de blocage (29) est bloquée, les cames de commutation (14 ; 41, 42) sont fixées au moyen d'un organe de blocage (45) hydraulique, présentant un piston (46) pouvant être extrait. 10 15
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55



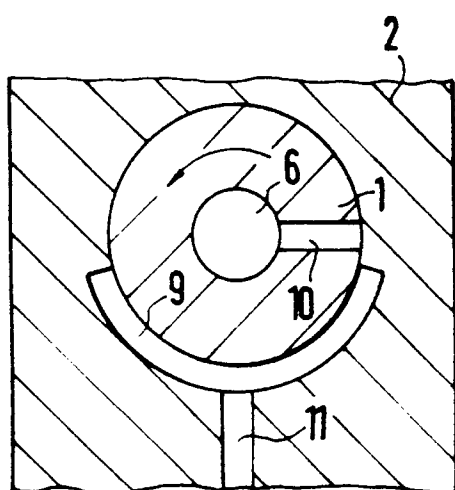
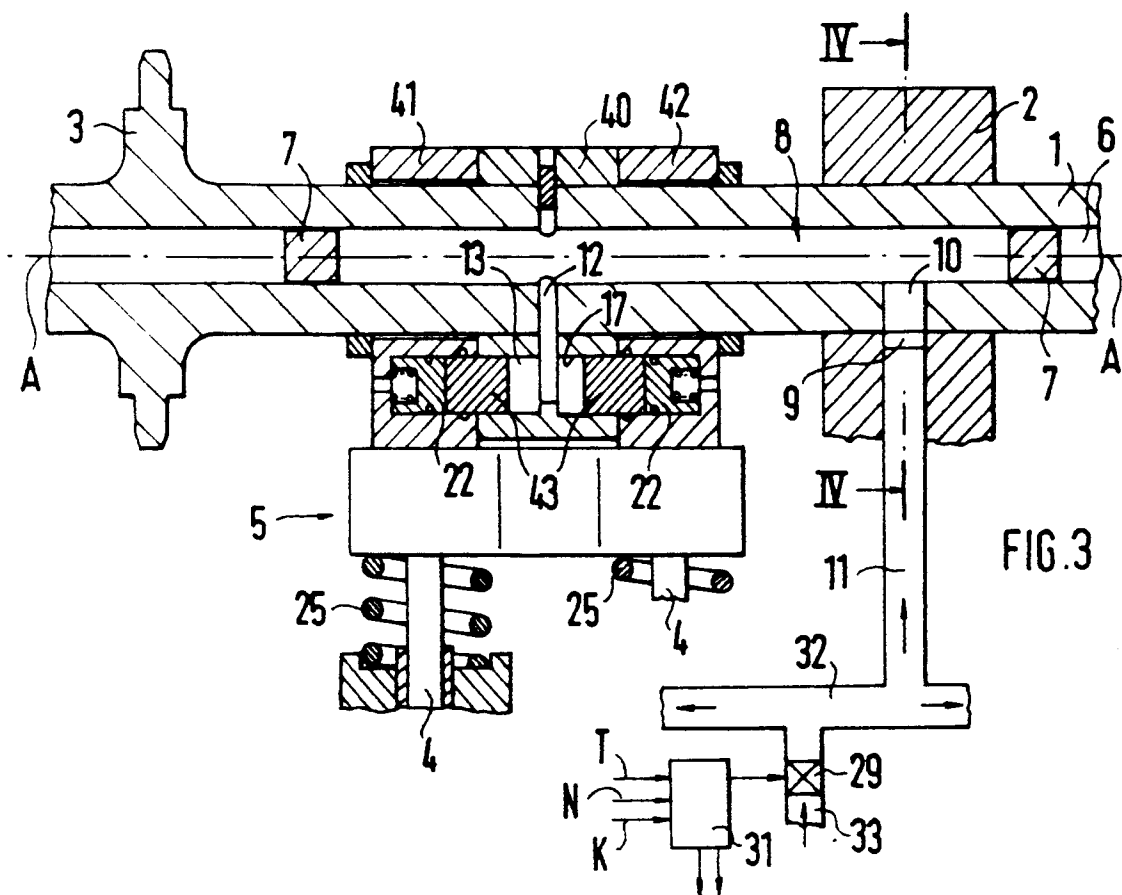


FIG. 4

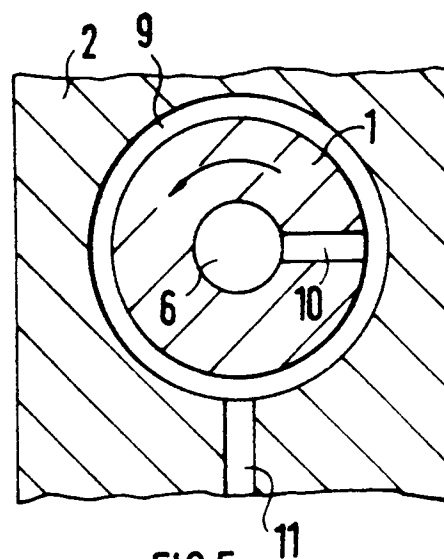


FIG.5

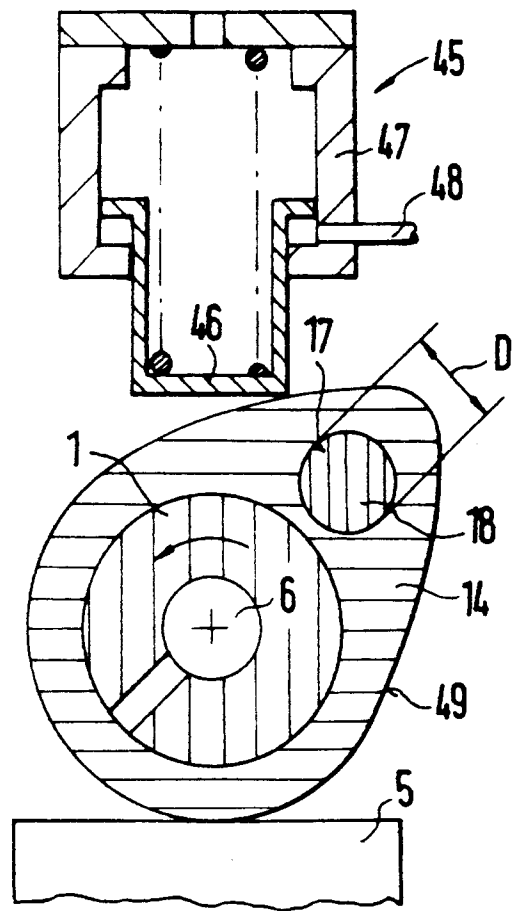


FIG. 6

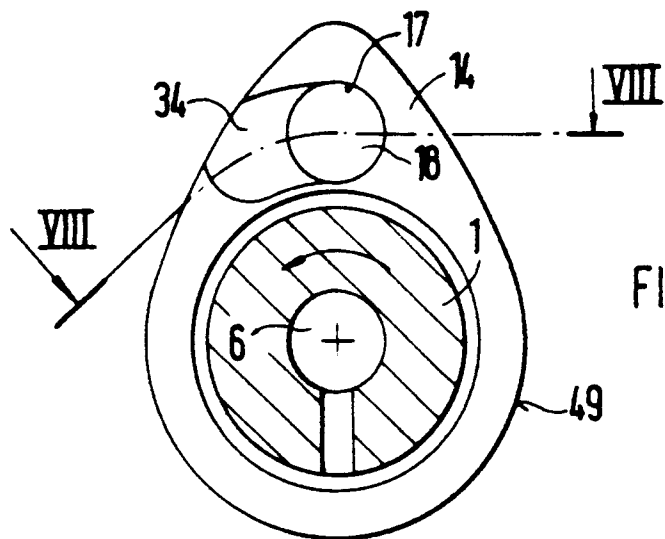


FIG. 7

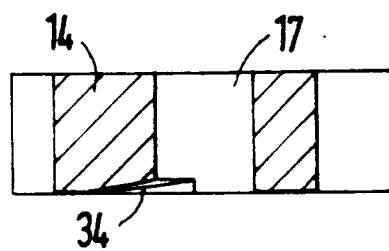


FIG. 8