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

(11) EP 0 627 043 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
17.04.1996 Patentblatt 1996/16

(21) Anmeldenummer: **93903913.7**

(22) Anmeldetag: **05.02.1993**

(51) Int Cl.[6]: **F01L 13/00**, F01L 1/26

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP93/00276

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 93/17227 (02.09.1993 Gazette 1993/21)

(54) **VENTILBETÄTIGUNGSMECHANISMUS FÜR EINE BRENNKRAFTMASCHINE**

VALVE ACTUATING MECHANISM FOR AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

MECANISME D'ACTIONNEMENT DES SOUPAPES POUR UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **21.02.1992 DE 4205230**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.12.1994 Patentblatt 1994/49

(73) Patentinhaber: **AUDI AG**
D-85002 Ingolstadt (DE)

(72) Erfinder:
- **PAUL, Michael**
  D-3203 Sarstedt (DE)
- **HÜBSCHLE, Peter**
  D-7107 Neckarsulm (DE)
- **HANNIBAL, Wilhelm**
  D-7107 Neckarsulm (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 235 981
DE-A- 3 800 347
US-A- 4 762 096
US-A- 4 809 663

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).

EP 0 627 043 B1

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf einen Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine entsprechend dem Oberbegriff des Anspruchs 1

Bei einem bekannten Ventilbetätigungsmechanismus dieser Art (DE-A 38 00 347) sind zur Betätigung von zwei Einlaßventilen zwei erste Schlepphebel vorgesehen, die mit identischen ersten Nocken zusammenwirken, so daß im ersten (unteren) Drehzahlbereich alle Einlaßventile in identischer Weise betätigt werden. Zwischen den ersten Schlepphebeln oder außerhalb derselben sind zwei zweite Schlepphebel angeordnet, die mit unterschiedlichen zweiten Nocken zusammenwirken. Bei einer Ausführung kann jeder zweite Schlepphebel mit dem benachbarten ersten Schlepphebel gekoppelt werden. Bei einer anderen Ausführung sind die ersten Schlepphebel durch eine Brücke miteinander verbunden, und es kann wahlweise der eine oder der andere zweite Schlepphebel mit der Brücke und dadurch mit beiden ersten Schlepphebel gekoppelt werden. Für die Betätigung von drei Einlaßventilen sind analog zu der zweiten Ausführung zwei erste, mit identischen Nocken zusammenwirkende Schlepphebel vorgesehen, die miteinander durch eine Brücke verbunden sind, welche auf die drei Einlaßventile wirkt. Die beiden zweiten Schlepphebel, die nebeneinander und zwischen den beiden ersten Schlepphebeln angeordnet sind, können wahlweise mit der Brücke und dadurch mit den beiden ersten Schlepphebeln gekoppelt werden. Bei diesen bekannten Ausführungen wirkt im Kopplungszustand die von den zweiten Nocken ausgeübte Öffnungskraft einseitig auf die ersten Schlepphebel oder unsymmetrisch auf die die ersten Schlepphebel miteinander verbindende Brücke, wodurch ein Kippmoment erzeugt wird, welches insbesondere das Entkoppeln erschwert und im Extremfall zu einem Verklemmen der Kupplungsmittel führen kann.

Die JP-A-60-216014 beschreibt einen Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine mit drei Einlaßventilen pro Zylinder, die von Nocken einer Nockenwelle über Schlepphebel betätigt werden. Dabei ist jedem Ventil ein eigener Schlepphebel zugeordnet, der auf einem eigenen Schwinghebelauflager gelagert ist und mit einem eigenen Nocken zusammenwirkt. Es sind keine zweiten Schlepphebel vorgesehen, die zur drehzahlabhängigen Ventilsteuerung über Kupplungsmittel mit den drei vorhandenen Schlepphebeln verbindbar sind.

Aufgabe der Erfindung ist es, einen Ventilbetätigungsmechanismus der gattungsgemäßen Art für eine Brennkraftmaschine mit drei Einlaßventilen pro Zylinder zu schaffen, bei dem unterschiedliche Steuerzeiten für die drei Einlaßventile im ersten (unteren) Drehzahlbereich verwirklicht werden können und das Auftreten von Kippmomenten bei gekoppelten ersten und zweiten Schlepphebeln vermieden ist.

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

Durch entsprechende Ausbildung der ersten Nokken ist es beispielsweise möglich, im untersten Drehzahlbereich durch Nichtöffnen des ersten Einlaßventils, kurzzeitiges Öffnen des zweiten Einlaßventils und längeres Öffnen des dritten Einlaßventils bei spätem Einlaßbeginn eine Absenkung der Leerlaufdrehzahl zu erreichen, ohne die Laufruhe zu beeinträchtigen, da aufgrund der fehlenden Überschneidung zwischen Einlaß und Auslaß der Restgasanteil, d.h., die Menge der verbrannten Gase im Brennraum, gering ist und dadurch, daß das geringe Leerlaufgemisch nur über das zweite und das dritte Einlaßventil mit unterschiedlichen Steuerzeiten in den Brennraum eintritt, in dem Brennraum ein Drall erzeugt wird, der zu einer optimalen Verbrennung beiträgt. Im mittleren Drehzahlbereich sind dann alle drei Einlaßventile in Tätigkeit, wobei durch Vorverlegung der Steuerzeit "Einlaß öffnet" ein Drehmomentgewinn erreicht und aufgrund der nun vorhandenen Überschneidung zwischen "Einlaß öffnet" und "Auslaß schließt" eine interne Abgasrückführung stattfindet, die zur Verringerung der Bildung von Stickoxiden beiträgt. Im oberen Drehzahlbereich werden die ersten Schlepphebel mit den zweiten Schlepphebeln gekoppelt, so daß nun die Ventile entsprechend der Nockenkontur der zweiten Nocken mit großem Hub, langer Öffnungsdauer, frühem Einlaßbeginn und spätem Einlaßschluß betrieben werden können, wodurch eine hohe Leistung erzielt wird.

Dadurch, daß die beiden zweiten Schlepphebel jeweils zwischen zwei benachbarten ersten Schlepphebeln liegen und im zweiten (oberen) Drehzahlbereich mit allen ersten Schlepphebeln gekoppelt werden, kann im Kopplungszustand eine einseitige Belastung der ersten Schlepphebel durch die von den zweiten Nocken ausgeübte Öffnungskraft und damit ein Verkanten derselben vermieden werden.

Vorzugsweise liegen die Längsmittelachsen jedes ersten Schlepphebels und das von diesem betätigten Ventils in einer gemeinsamen Ebene. Dadurch wird in jedem Betriebszustand verhindert, daß ein Kippmoment auf die Schlepphebel ausgeübt wird, womit ein Kippen der Schlepphebel vermieden und der Verschleiß zwischen Schlepphebel und Nocken verringert wird.

Die beiden zweiten Schlepphebel können, da sie von identischen Nocken betätigt werden, starr miteinander verbunden oder auch einstückig sein. Sie sind vorzugsweise auf der gemeinsamen Achse der ersten Schlepphebel schwenkbar gelagert.

Während bei dem Stand der Technik die Nocken an einer Stelle der Schlepphebel angreifen, die zwischen der Drehachse und der Anlagestelle der Schlepphebel an dem Ventilschaft liegt, ist in einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung vorgesehen, daß die Ventilachsen der Einlaßventile die Drehachse der Nockenwelle schneiden oder in geringem Abstand kreuzen. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß ein- und derselbe Zylinderkopf wahlweise mit Betätigung der Einlaßventile von den Nocken der Nockenwelle direkt über Tassenstößel

ausgeführt werden kann, wenn keine variable Ventilsteuerung gewünscht wird, oder mit Betätigung der Einlaßventile über Schlepphebel entsprechend dem Vorschlag der vorliegenden Erfindung versehen werden kann, da die Lage der Nockenwelle in beiden Fällen gleich ist.

Anspruch 8 beschreibt eine einfache Möglichkeit für die Koppelung der ersten Schlepphebel mit den zweiten Schlepphebeln, wobei im Gegensatz zu der Ausführung gemäß DE-A 38 00 347 kein Aufeinandergleiten von Kupplungsteilen im entkoppelten Zustand eintritt.

Bei der Ausführung gemäß Anspruch 9 wird durch die sich durch alle Schlepphebel erstrekkende Schaltwalze eine besonders einfache Koppelungsmöglichkeit geschaffen.

Einige Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen beschrieben. Es zeigt:

Fig. 1 einen Ventiltrieb mit einem erfindungsgemäßen Ventilbetätigungsmechanismus für drei Einlaßventile im senkrechten Schnitt entlang Linie 1-1 in Fig. 2,

Fig. 2 eine Ansicht in Richtung des Pfeils 2 in Fig. 1,

Fig. 3 eine Draufsicht des Ventilbetätigungsmechanismus von Fig. 1 und 2, teilweise geschnitten,

Fig. 4 einen Schnitt entlang Linie 4-4 in Fig. 5 eines Ventiltriebs mit einem Ventilbetätigungsmechanismus entsprechend einem zweiten Ausführungsbeispiel,

Fig. 5 einen Schnitt entlang Linie 5-5 in Fig. 4,

Fig. 6 einen Schnitt entlang Linie 6-6 in Fig. 5, wobei die Schaltwalze in einer ersten Stellung dargestellt ist,

Fig. 7 einen Schnitt entsprechend Fig. 6, wobei die Schaltwalze in einer zweiten Stellung dargestellt ist,

Fig. 8 einen Schnitt entlang Linie 8-8 in Fig. 5, und

Fig. 9 eine Abwandlung des Ausführungsbeispiels gemäß Fig. 4 bis 8 in einem Schnitt entsprechend Fig. 6.

In den Fig. 1 bis 3 ist ein Ventiltrieb für drei Einlaßventile E dargestellt. Jedes Ventil E ist im Schließsinn von einer Feder 1 beaufschlagt. Die Ventile werden von eigenen Nocken 2, 3 und 4 einer Nockenwelle 5 über Schlepphebel 6 betätigt, die auf einer gemeinsamen ortsfesten Achse 7 schwenkbar gelagert sind. Die Nokken 2, 3 und 4 haben vorzugsweise unterschiedliche Nockenprofile, um für die einzelnen Einlaßventile einen unterschiedlichen Ventilhub, eine unterschiedliche Öffnungsdauer und/oder unterschiedliche Steuerzeiten zu erreichen und im unteren und mittleren Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine optimale Voraussetzungen zu schaffen. Zwischen benachbarten Nocken 2, 3 und 4 sind auf der Nockenwelle 5 zweite Nocken 8 mit identischem Nockenprofil vorgesehen, das für die Verhältnisse im oberen Drehzahlbereich der Brennkraftmaschine ausgelegt ist, also beispielsweise einen größeren Ventilhub und eine längere Öffnungsdauer erzeugt. Mit den zweiten Nocken 8 wirken Schlepphebel 9 zusammen, die im oberen Drehzahlbereich mit den ersten Schlepphebeln 6 gekoppelt werden können, so daß in diesem Drehzahlbereich die Ventile E entsprechend der Kontur der Nocken 8 betätigt werden.

Im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 1 bis 3 sind die freien Enden der zweiten Schlepphebel 9 durch eine Traverse 10 miteinander verbunden, die vor und in geringem Abstand von den freien Enden der ersten Schlepphebel 6 verläuft. In den ersten Schlepphebeln 6 sind in Bezug auf die Drehachse 7 radiale Bohrungen 11 vorgesehen, die mit entsprechenden Bohrungen 12 in der Traverse 10 fluchten, wenn die Ventile E geschlossen sind, wenn also alle Schlepphebel 6 und 9 an den Grundkreisen ihrer Nocken 2, 3, 4 bzw. 8 anliegen. In jeder Bohrung 11 ist ein Kolben 13 angeordnet, der durch ein Druckmittel, das durch einen Kanal 14 in der Achse 7 zugeführt wird, nach außen geschoben wird und in die Bohrung 12 in der Traverse 10 eingreift, wodurch die Schlepphebel 6 und 9 miteinander gekoppelt sind. Jeder Kolben 13 steht unter der Wirkung einer Feder 15, die sich einerseits an einem in der Bohrung 11 fixierten Einsatz 16 und andererseits an dem Ende einer Hülse 17 abstützt, die am Kolben 13 befestigt ist und sich durch den Einsatz 16 hindurch erstreckt. Die Feder 15 führt den Kolben 13 in seine entkoppelte Stellung zurück, wobei der Einsatz 16 als Anschlag dient.

In der Achse 7 ist ein zweiter Ölkanal 18 vorgesehen, der durch Bohrungen 19 mit den Lagerstellen der Schlepphebel 6, 9 verbunden ist.

Jeder Schlepphebel 6, 9 weist eine Gleitfläche 20 auf, mit welcher er an seinem Nocken 2, 3, 4 bzw. 8 anliegt. Die zweiten Schlepphebel 9 werden durch nicht gezeigte Federelemente in Anlage an ihren Nocken 8 gehalten.

Wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, ist die Anordnung derart getroffen, daß die Ventilachsen 21 der Einlaßventile E die Drehachse D der Nockenwelle schneiden oder in einem geringen Abstand kreuzen, wie dies in der EP 262 250 für eine Ventilsteuerung mit direkter Ventilbetätigung, also ohne Schlepp- oder Kipphebel, vorgeschlagen wurde. Durch die Übernahme dieser Anordnung bei einem Ventiltrieb, bei dem die Ventile über Schlepphebel betätigt werden, ergibt sich die Möglichkeit, ohne Änderung der Lage der Nockenwelle eine Brennkraftmaschine mit einer variablen Ventilsteuerung entsprechend der vorliegenden Erfindung oder mit direkter Betätigung der Ventile über Tassenstößel auszustatten. Ferner zeigt

Fig. 1, daß die Längsmittelachse 6a jedes Schlepphebels 6 und die Längsmittelachse 21 des von diesem betätigten Ventils E in einer gemeinsamen Ebene liegen, wodurch vermieden wird, daß auf den Schlepphebel Kippmomente wirken.

Es sei nun auf die Ausführung gemäß Fig. 4 bis 8 Bezug genommen, bei der die Anordnung der ersten und zweiten Schlepphebel weitgehend identisch mit der Ausführung gemäß Fig. 1 bis 3 ist. Abweichend ist die Art der Koppelung zwischen den ersten und zweiten Schlepphebeln 6 und 9. Bei dieser Ausführung weisen die ersten und die zweiten Schlepphebel 6 bzw. 9 parallel zu ihrer Drehachse 7 verlaufende Bohrungen 22 bzw. 23 auf, die bei geschlossenen Ventilen koaxial verlaufen. Durch alle Bohrungen erstreckt sich eine drehbare Schaltwalze 24, die in den Bohrungen 23 der zweiten Schlepphebel 9 drehbar gelagert ist und im Bereich der Bohrungen 22 in den ersten Schlepphebeln 6 Ausschnitte 25 aufweist. Die Bohrungen 22 in den Schlepphebeln 6 sind, wie aus Fig. 6 und 7 ersichtlich ist, über einen Teilbereich 26 nach unten zu offen. Wenn die Schaltwalze 24 in der in Fig. 6 dargestellten Stellung ist, können sich die zweiten Schlepphebel 9 nach unten verschwenken, ohne die ersten Schlepphebel 6 mitzunehmen, da die Schaltwalze 24 aufgrund der Ausschnitte 25 und der offenen Bereiche 26 der Bohrungen 22 aus diesen Bohrungen herausgleiten können. Die Ventile werden also entsprechend den Konturen der Nocken 2, 3 und 4 betätigt.

Wird die Schaltwalze 24 in die in Fig. 7 gezeigte Stellung gedreht, so findet eine formschlüssige Koppelung der ersten Schlepphebel 6 mit den zweiten Schlepphebeln 9 statt, da die Schaltwalze 24 nicht aus den Bohrungen 22 herausgleiten kann, sondern sich über den Umfangsbereich 27 an den Wandungen der Bohrungen 22 abstützt.

Zum Verschwenken der Schaltwalze 24 ist an jedem Ende ein exzentrischer Fortsatz 28 vorgesehen, der in einen Längsschlitz 29 eines Ringes 30 eingreift, der drehbar auf der Drehachse 7 der Schlepphebel gelagert ist. Die beiden Ringe 30 sind durch einen Steg 31 miteinander verbunden. Die zweiten Schlepphebel 9 sind, wie insbesondere aus Fig. 8 ersichtlich ist, jeweils mit einem Fortsatz 32 mit einer Bohrung 33 versehen, in der ein Kolben 34 angeordnet ist, der an dem Steg 31 anliegt und durch ein Druckmedium, das der Bohrung 33 durch den Kanal 14 in der Achse 7 und einen Kanal 35 im Schlepphebel 9 zugeführt wird, nach außen geschoben wird, wodurch die Ringe 30 gedreht werden und dabei über ihre Längsschlitze 29 die exzentrischen Fortsätze 28 mitnehmen, wodurch die Schaltwalze 24 in die in Fig. 7 dargestellte Lage gedreht wird. Das Zurückführen der Schaltwalze 24 in die entkoppelte Stellung gemäß Fig. 6 erfolgt mit Hilfe einer Torsionsfeder 36, die in ihrem mittleren Bereich in den zweiten Schlepphebeln 9 festgelegt ist und mit ihren Enden in Fortsätze 37 der Ringe 30 eingreift.

Die ersten Schlepphebel 6 werden in üblicher Weise durch die Ventilfedern 1 in Anlage an ihren Nocken 2, 3 bzw. 4 gehalten. Um die zweiten Schlepphebel 9 in Kontakt mit ihren Nocken 8 zu halten, sind bei diesem Ausführungsbeispiel die zweiten Schlepphebel 9 mit nach rückwärts gerichteten Fortsätzen 38 versehen, welche einen Zündkerzendom 39 teilweise umgreifen. Auf dem Zündkerzendom ist eine Feder 40 angeordnet, die sich einerseits an einem ortsfesten Federteller 41 und andererseits an einem verschiebbaren Federteller 42 abstützt, der mit den Fortsätzen 38 der zweiten Schlepphebel 9 zusammenwirkt.

Das Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 9 unterscheidet sich von demjenigen gemäß Fig. 4 bis 8 im wesentlichen nur dadurch, daß nur die zweiten Schlepphebeln 9 auf der orstfesten Achse 7 gelagert sind, während die ersten Schlepphebel 6 auf einer Achse 40 gelagert sind, die parallel zur Achse 7 verläuft und in den zweiten Schlepphebeln 9 gelagert ist. Das Koppeln und Entkoppeln der ersten Schlepphebel 6 mit bzw. von den zweiten Schlepphebeln 9 erfolgt wie im Ausführungsbeispiel gemäß Fig. 4 bis 8 mittels einer Schaltwalze 24, die in der dargestellten Lage, die der Lage gemäß Fig. 6 entspricht, ein Verschwenken der zweiten Schlepphebel 9 ohne Mitnahme der ersten Schlepphebel 6 ermöglicht und bei einer Drehung in die in Fig. 7 dargestellte Lage die ersten und zweiten Schlepphebel miteinander zur gemeinsamen Verschwenkung entsprechend der Kontur der Nocken 8 verbindet.

Patentansprüche

1. Ventilbetätigungsmechanismus für eine Brennkraftmaschine mit zumindest zwei Einlaßventilen (E) pro Zylinder, die von Nocken einer Nockenwelle (5) über erste und zweite Schlepphebel (6 bzw. 9) betatigt werden, wobei die ersten Schlepphebel (6) um eine gemeinsame Achse schwenkbar sind und jeweils mit einem Einlaßventil (E) und einem eigenen ersten Nocken (2, 3, 4) für einen ersten Drehzahlbereich zusammenwirken, und die zweiten Schlepphebel (9) um eine gemeinsame Achse schwenkbar sind und mit eigenen zweiten Nocken (8) für einen zweiten Drehzahlbereich zusammenwirken, und mit Kupplungsmitteln (13; 24) zwischen den ersten und zweiten Schlepphebeln, um diese im zweiten Drehzahlbereich miteinander zu koppeln und im ersten Drehzahlbereich voneinander zu entkoppeln, dadurch gekennzeichnet,daß

   - es sind drei Einlaßventile (E) und drei erste Schlepphebel pro Zylinder vorhanden

   - es sind den drei ersten Schlepphebeln zwei zweite Schlepphebel (9) zugeordnet, die jeweils zwischen zwei benachbarten ersten Schlepphebeln angeordnet sind

- die beiden zweiten Nocken (8) mit denen die zwei zweiten Schlepphebel (9) zusammenwirken, sind identisch.

2. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Längsmittelachsen (6a bzw. 21) jedes ersten Schlepphebels (6) und des von diesem betätigten Ventils (E) in einer gemeinsamen Ebene liegen.

3. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden zweiten Schlepphebel (9) starr miteinander verbunden oder einstückig sind.

4. Ventilbetätigungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die zweiten Schlepphebel (9) auf der gemeinsamen (7) Achse der ersten Schlepphebel (6) schwenkbar gelagert sind.

5. Ventilbetätigungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die die ersten Schlepphebel (6) betätigenden Nokken (2, 3, 4) unterschiedliche Nockenkonturen haben.

6. Ventilbetätigungsmechanisums nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens einer der Nocken eine Nullhubkontur hat.

7. Ventilbetätigungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Ventilachsen (21) der Einlaßventile (E) die Drehachse (D) der Nockenwelle (5) schneiden oder in geringem Abstand kreuzen.

8. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß die freien Enden der beiden zweiten Schlepphebel (9) durch eine Traverse (10) miteinander verbunden sind, die vor und geringem Abstand von den freien Enden der ersten Schlepphebel (6) liegt, daß in den ersten Schlepphebeln (6) und in der Traverse (10) Bohrungen (11 bzw. 12) vorgesehen sind, die bei geschlossenen Ventilen miteinander fluchten, daß die Bohrungen (11) in den ersten Schlepphebeln (6) Kolben (13) aufnehmen, die durch Öldruck entgegen der Kraft einer Feder (15) in die Bohrungen (12) in der Traverse (10) verschiebbar sind, daß die Federn (15) in den Bohrungen (11) in den ersten Schlepphebeln (6) angeordnet sind und sich einerseits an einem mit dem Kolben (13) verbundenen Rohr (17) und andererseits an einem in der Bohrung fixierten, von dem Rohr (17) durchdrungenen Einsatz (16) abstützen, und daß in der Achse (7) der ersten Schlepphebel (6) ein mit den Bohrungen (11) in den ersten Schlepphebeln (6) in Verbindung stehender Ölzuflußkanal (14)vorgesehen ist.

9. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die ersten und die zweiten Schlepphebel (6, 9) parallel zu ihren Drehachsen verlaufende Bohrungen (22, 23) aufweisen, die bei geschlossenen Ventilen koaxial verlaufen, daß eine sich durch alle Bohrungen erstrekkende drehbare Schaltwalze (24) vorgesehen ist, die in den Bohrungen (23) der zweiten Schlepphebel (9) gelagert ist und im Bereich der Bohrungen (22) in den ersten Schlepphebeln (6) Ausschnitte (25) aufweist, daß die Bohrungen (22) in den ersten Schlepphebeln (6) über einen Teilbereich (26) nach unten zu offen sind, und daß die Schaltwalze (24) zwischen einer ersten Stellung, in der sie aufgrund der Ausschnitte (25) aus den Bohrungen (22) in den ersten Schlepphebeln (6) austreten kann, und einer zweiten Stellung drehbar ist, in der sie die ersten und die zweiten Schlepphebel miteinander koppelt.

10. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Enden der Schaltwalze (24) zur Längsmittelachse der Schaltwalze exzentrische Fortsätze (28) aufweist,

daß auf den Enden der gemeinsamen Drehachse (7) Ringe (30) drehbar gelagert sind, die jeweils einen Fortsatz mit einem Längsschlitz (29) aufweisen, in den ein exzentrischer Fortsatz (28) der Schaltwalze (24) eingreift, und

daß die Ringe (30) durch eine Feder (36) in einer ersten Stellung gehalten sind, die der ersten Stellung der Schaltwalze (24) entspricht, und durch mindestens einen Hydraulikkolben (34) entgegen der Federkraft in eine zweite Stellung verschwenkbar sind, in der sich die Schaltwalze (24) in ihrer zweiten Stellung befindet.

11. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Ringe (30) durch einen Steg (31) miteinander verbunden sind und daß in jedem der beiden zweiten Schlepphebel (9) ein Hydraulikkolben (34) vorgesehen ist, der auf den Steg wirkt und mit einem Druckmedium beaufschlagbar ist, das durch einen Längskanal (14) in der gemeinsamen Achse (7) in Abhängigkeit von Betriebsparametern der Brennkraftmaschine zuführbar ist.

12. Ventilbetätigungsmechanismus nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß die zweiten Schlepphebel (9) auf einer ortsfesten Achse (7) und die ersten Schlepphebel (6) auf einer die zweiten Schlepphebel durchdringende, zu der ortsfesten Achse parallelen Achse (40) schwenkbar gelagert

sind.

Claims

1. Valve actuating mechanism for an internal combustion engine, comprising at least two intake valves (E) to each cylinder, which are actuated by cams on a camshaft (5) via first and second valve levers (6 and 9 respectively), the first valve levers (6) being adapted to swivel about a common shaft and respectively cooperating with an intake valve (E) and its own first cam (2, 3, 4) for a first engine speed range, and the second valve levers (9) being adapted to swivel about a common shaft and cooperating with their own second cams (8) for a second engine speed range, and comprising coupling means (13; 24) between the first and second valve levers in order to couple the latter with one another in the second engine speed range and to decouple them from one another in the first engine speed range, characterised in that

   - there are three intake valves (E) and three first valve levers to each cylinder
   - associated with the three first valve levers are two second valve levers (9) which are each arranged between two neighbouring first valve levers
   - the two second cams (8) with which the two second valve levers (9) cooperate are identical.

2. Valve actuating mechanism according to claim 1, characterised in that the longitudinal centre axes (6a and 21 respectively) of each first valve lever (6) and of the valve (E) actuated thereby are situated in a common plane.

3. Valve actuating mechanism according to claim 1 or 2, characterised in that the two second valve levers (9) are joined rigidly to one another or are made in one piece.

4. Valve actuating mechanism according to any of claims 1 to 3, characterised in that the second valve levers (9) are swivel-mounted on the common (7) shaft of the first valve levers (6).

5. Valve actuating mechanism according to any of claims 1 to 4, characterised in that the cams (2, 3, 4) actuating the first valve levers (6) have different cam contours.

6. Valve actuating mechanism according to claim 5, characterised in that at least one of the cams has a no-stroke contour.

7. Valve actuating mechanism according to any of claims 1 to 6, characterised in that the valve axes (21) of the intake valves (E) intersect the rotational axis (D) of the camshaft (5) or cross a short distance therefrom.

8. Valve actuating mechanism according to claim 3, characterised in that the free ends of the two second valve levers (9) are joined to one another by a cross member (10) situated in front of and a short distance from the free ends of the first valve levers (6), that in the first valve levers (6) and in the cross member (10) are provided bores (11 and 12, respectively) which are in alignment with one another when the valves are shut, that the bores (11) in the first valve levers (6) receive pistons (13) which are adapted to be displaced by oil pressure against the force of a spring (15) into the bores (12) in the cross member (10), that the springs (15) are arranged in the bores (11) in the first valve levers (6) and rest on the one hand against a pipe (17) connected to the piston (13) and on the other hand against an insert (16) fixed in the bore and penetrated by the pipe (17), and that in the shaft (7) of the first valve levers (6) there is provided an oil feeder duct (14) which communicates with the bores (11) in the first valve levers (6).

9. Valve actuating mechanism according to claim 1 or 2, characterised in that the first and the second valve levers (6, 9) incorporate bores (22, 23) which extend parallel to their rotational axes and which extend coaxially when the valves are shut, that a controller barrel (24) is provided which extends through all the bores and is mounted in the bores (23) of the second valve levers (9) and in the vicinity of the bores (22) in the first valve levers (6) incorporates cut-outs (25), that the bores (22) in the first valve levers (6) are open towards the bottom across a subregion (24), and that the controller barrel (24) is adapted to rotate between a first position in which it is able to exit from the bores (22) in the first valve levers (6) thanks to the cut-outs (25), and a second position in which it couples together the first and the second valve levers.

10. Valve actuating mechanism according to claim 9, characterised in that the ends of the controller barrel (24) incorporate eccentric continuations (28) with respect to the longitudinal centre axis of the controller barrel,

    that swivel-mounted on the ends of the common rotary shaft (7) are rings (30) which respectively incorporate a continuation with a slot (29) into which engages an eccentric continuation (28) of the controller barrel (24), and

that the rings (30) are held by a spring (36) in a first position which corresponds to the first position of the controller barrel (24), and are adapted to be swung by at least one hydraulic piston (34) against the spring force into a second position in which the controller barrel (24) finds itself in its second position.

11. Valve actuating mechanism according to claim 10, characterised in that the two rings (30) are joined to one another by a crosspiece (31) and that in each of the two second valve levers (9) there is provided a hydraulic piston (34) which operates on the crosspiece and is adapted to be activated by a pressure medium which can be supplied along a longitudinal duct (14) in the common shaft (7) in dependence on operating parameters of the internal combustion engine.

12. Valve actuating mechanism according to claim 10, characterised in that the second valve levers (9) are swivel-mounted on a fixed shaft (7) and the first valve levers (6) on a shaft (40) which passes through the second valve levers and is parallel to the fixed shaft.

Revendications

1. Mécanisme de commande de soupapes pour un moteur à combustion interne, comprenant au moins deux soupapes d'admission (E) par cylindre qui sont actionnées par les cames d'un arbre à cames (5) par l'intermédiaire de premiers et de seconds culbuteurs (6,9), les premiers culbuteurs (6) pouvant pivoter autour d'un axe commun et coopérant chacun avec une soupape d'admission (E) et avec une première came (2,3,4) qui lui est propre pour une première plage de vitesses de rotation, et les seconds culbuteurs (9) pouvant pivoter autour d'un axe commun et coopérant avec des secondes cames (8) qui leur sont propres pour une seconde plage de vitesses de rotation, ainsi que des moyens d'accouplement (13,24) entre les premiers et les seconds culbuteurs pour accoupler ceux-ci les uns aux autres dans la seconde plage de vitesses de rotation et les désaccoupler les uns des autres dans la première plage de vitesses de rotation, caractérisé en ce que

- il y a trois soupapes d'admission (E) et trois premiers culbuteurs par cylindre,
- il est adjoint, aux trois premiers culbuteurs, deux seconds culbuteurs (9) qui sont disposés chacun entre deux premiers culbuteurs voisins,
- les deux secondes cames (8), avec lesquelles coopèrent les deux seconds culbuteurs (9), sont identiques.

2. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 1, caractérisé en ce que les axes longitudinaux (6a et 21) de chaque premier culbuteur (6) et de la soupape (E) actionnée par celui-ci sont situés dans un plan commun.

3. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les deux seconds culbuteurs (9) sont raccordés rigidement l'un à l'autre ou sont en une seule pièce.

4. Mécanisme de commande de soupapes selon l'une quelconque des revendications 1 à 3, caractérisé en ce que les seconds culbuteurs (9) sont montés à rotation sur l'axe commun (7) des premiers culbuteurs (6).

5. Mécanisme de commande de soupapes selon l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les cames (2,3,4) qui actionnent les premiers culbuteurs (6) ont des contours de came différents.

6. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 5, caractérisé en ce que l'une des cames au moins a un contour de course nulle.

7. Mécanisme de commande de soupapes selon l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que les axes (21) des soupapes d'admission (E) coupent ou croisent à faible distance l'axe de rotation (D) de l'arbre à cames (5).

8. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 3, caractérisé en ce que les extrémités libres des deux seconds culbuteurs (9) sont reliées l'une à l'autre par une traverse (10) qui est située en avant et à faible distance des extrémités libres des premiers culbuteurs (6), en ce qu'il est prévu, dans les premiers culbuteurs (6) et dans la traverse (10), des forures (11,12) qui sont alignées mutuellement lorsque les soupapes sont fermées, en ce que les forures (11) dans les premiers culbuteurs (6) contiennent des pistons (13) qui peuvent être déplacés par pression d'huile, contre la force antagoniste d'un ressort (15), dans les forures (12) de la traverse (10), en ce que les ressorts (15) sont disposés dans les forures (11) des premiers culbuteurs (6) et prennent appui d'un côté sur un tube (17) raccordé au piston (13) et, de l'autre côté, sur un insert (16) qui est fixé dans la forure et est traversé par le tube (17), et en ce qu'il est prévu, dans l'axe (7) des premiers culbuteurs (6), un canal d'arrivée d'huile (14) qui est en communication avec les forures (11) des premiers culbuteurs (6).

9. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que les premiers et les seconds culbuteurs (6,9) présentent des

forures (22,23) qui s'étendent parallèlement à leurs axes de rotation et qui sont coaxiales lorsque les soupapes sont fermées, en ce qu'il est prévu un cylindre rotatif de commutation (24) qui s'étend à travers toutes les forures, est monté à rotation dans les forures (23) des seconds culbuteurs (9) et présente des entailles (25) au niveau des forures (22) des premiers culbuteurs (6), en ce que les forures (22) des premiers culbuteurs (6) sont ouvertes vers le bas sur l'étendue d'une région partielle (26), et en ce que le cylindre de commutation (24) peut tourner entre une première position, dans laquelle il peut sortir des forures (22) des premiers culbuteurs (6) grâce aux entailles (25), et une seconde position, dans laquelle il accouple entre eux les premiers et les seconds culbuteurs.

10. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 9, caractérisé en ce que les extrémités du cylindre de commutation (24) présentent des prolongements (28) excentrés par rapport à l'axe longitudinal du cylindre de commutation,

en ce qu'il est monté à rotation, sur les extrémités de l'axe de rotation commun (7), des bagues (30) qui présentent chacune un prolongement ayant une fente longitudinale (29) dans laquelle s'engage un prolongement excentré (28) du cylindre de commutation (24), et
en ce que les bagues (30) sont maintenues par un ressort (36) dans une première position qui correspond à la première position du cylindre de commutation (24), et peuvent pivoter, sous l'action d'au moins un piston hydraulique (34) et contre la force antagoniste du ressort, dans une seconde position dans laquelle le cylindre de commutation (24) se trouve dans sa seconde position.

11. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 10, caractérisé en ce que les deux bagues (30) sont reliées l'une à l'autre par une traverse (31) et en ce qu'il est prévu, dans chacun des deux seconds culbuteurs (9), un piston hydraulique (34) qui agit sur la traverse et peut être actionné par un fluide hydraulique qui peut arriver par un canal longitudinal (14) dans l'axe commun (7), en fonction de paramètres de fonctionnement du moteur à combustion interne.

12. Mécanisme de commande de soupapes selon la revendication 10, caractérisé en ce que les seconds culbuteurs (9) sont montés à rotation sur un axe fixe (7) et les premiers culbuteurs (6) sont montés à rotation sur un axe (40) parallèle à l'axe fixe et traversant les seconds culbuteurs.

FIG.1

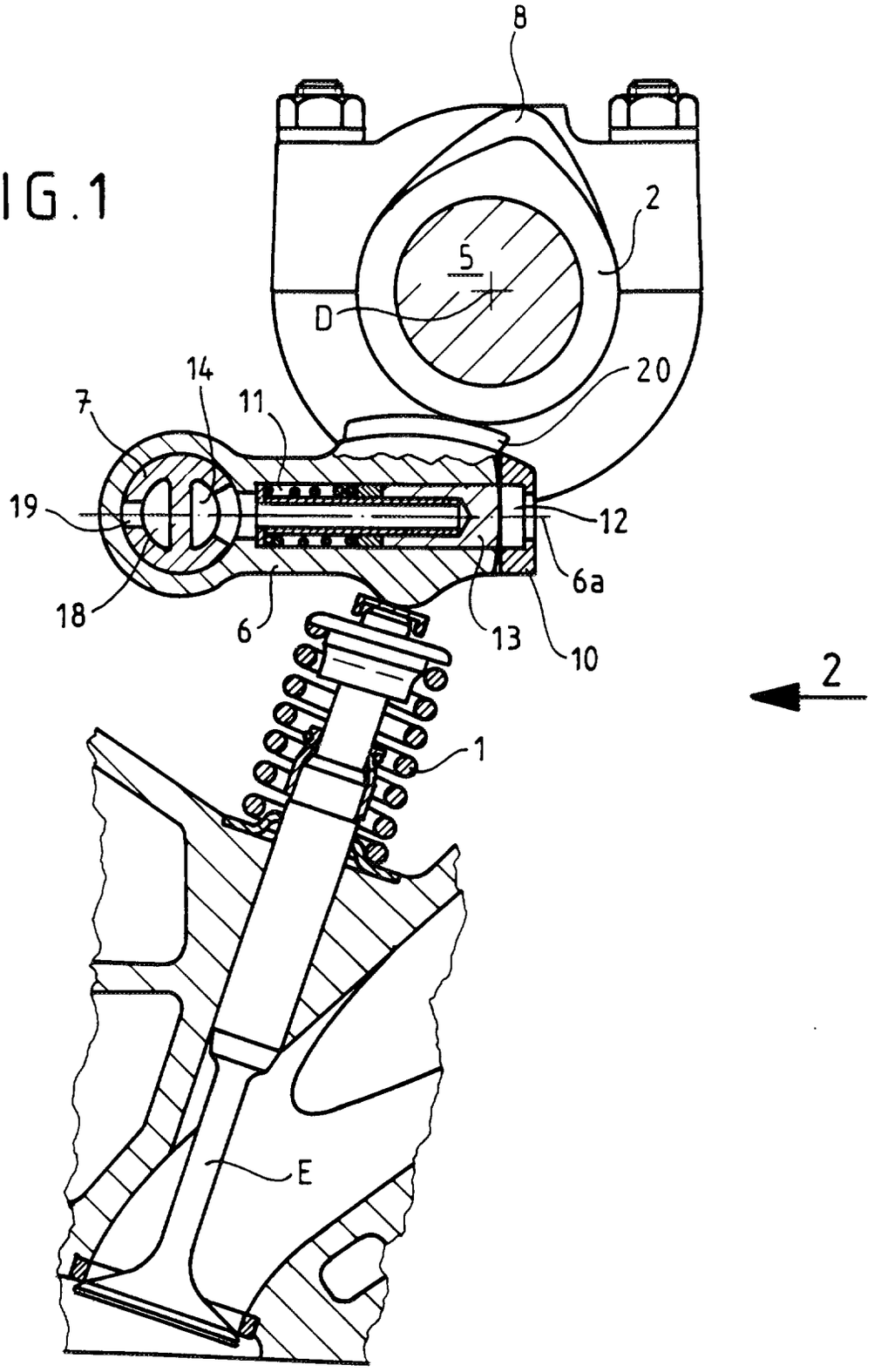


FIG.2

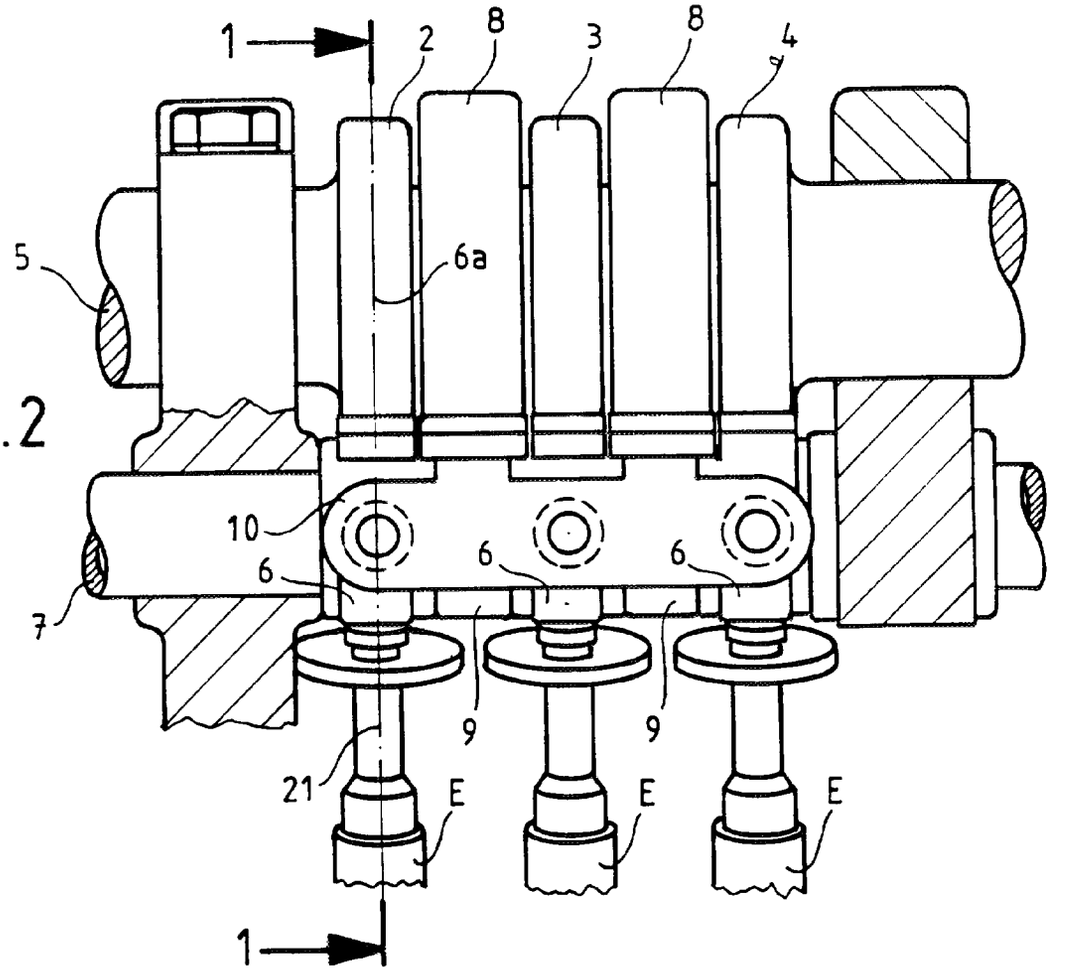

1
2
8
3
8
4
5
6a
10
6
6
6
7
9
9
21
E
E
E
1

FIG.3

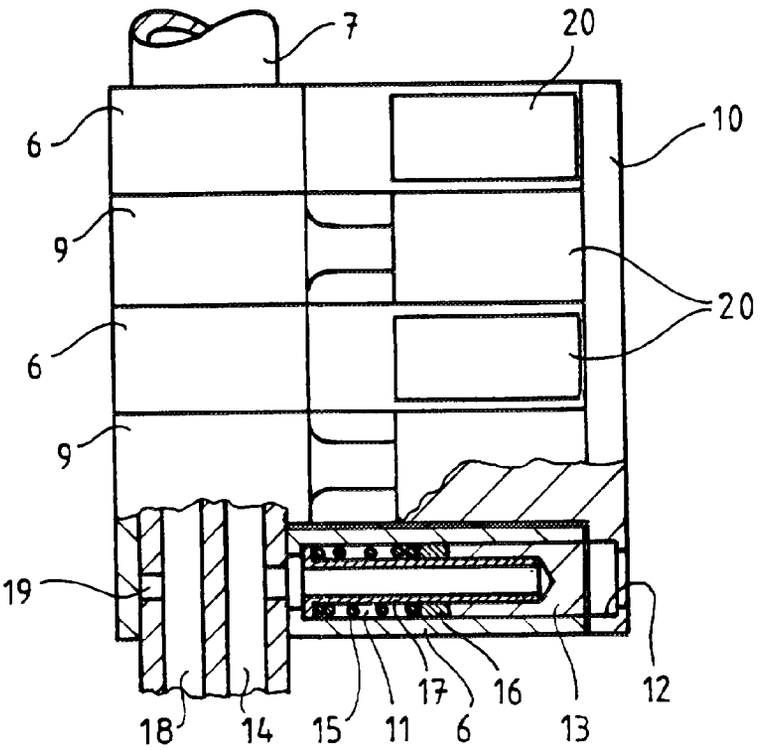

7
20
6
10
9
20
6
9
19
18
14
15
11
17
6
16
13
12

FIG.4

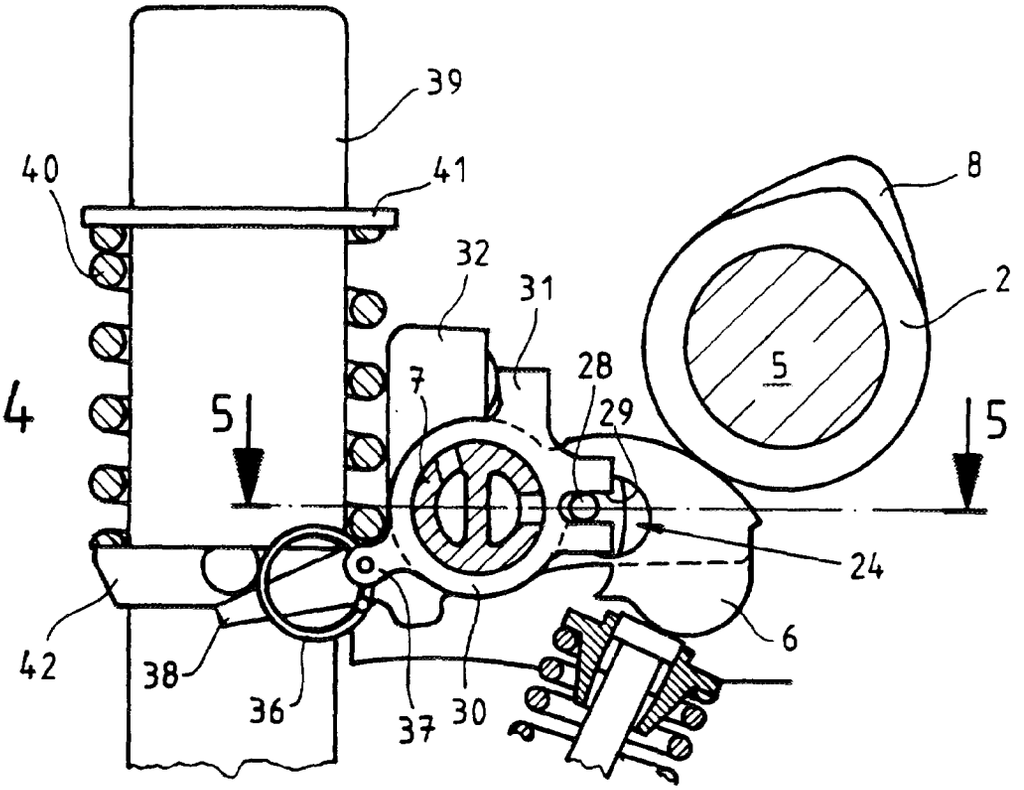

39
40
41
8
32
31
2
28
7
5
29
5
5
24
6
42
38
36
37
30

FIG.5

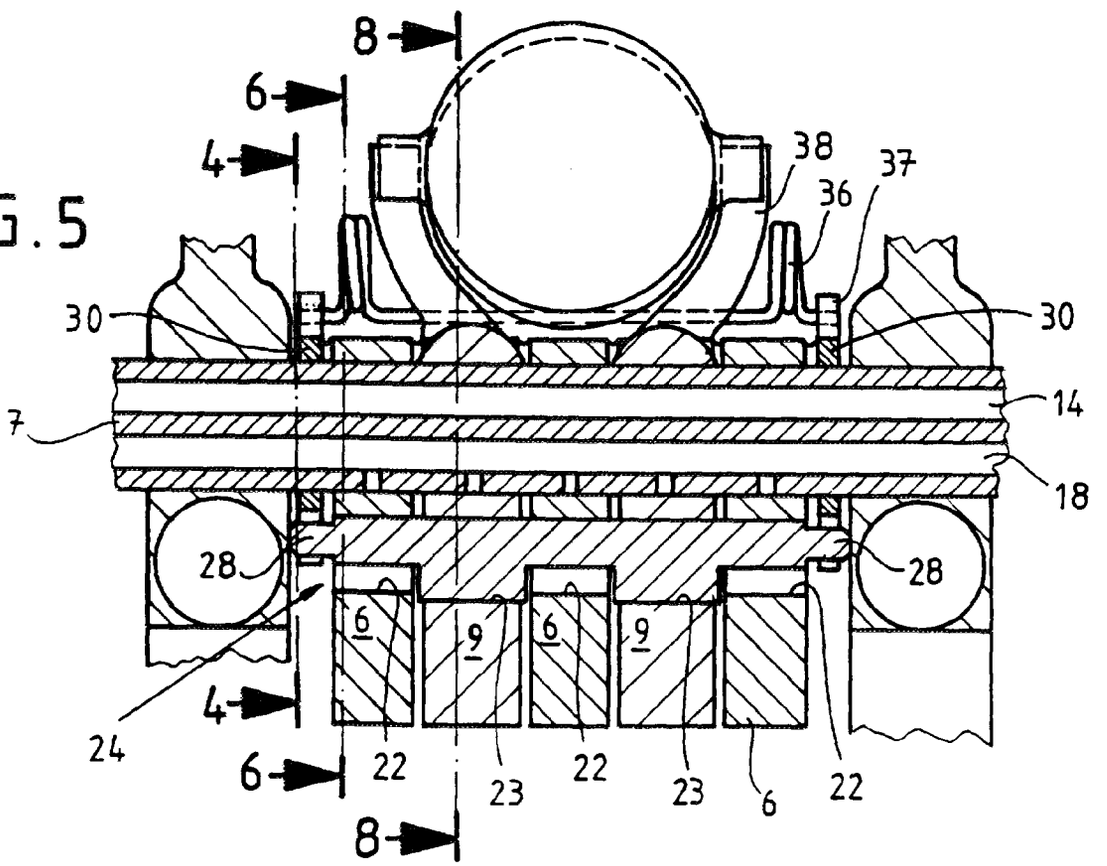

8
6
4
38
37
36
30
30
14
7
18
28
28
6
9
6
9
4
24
6
22
23
22
23
6
22
8

FIG. 6

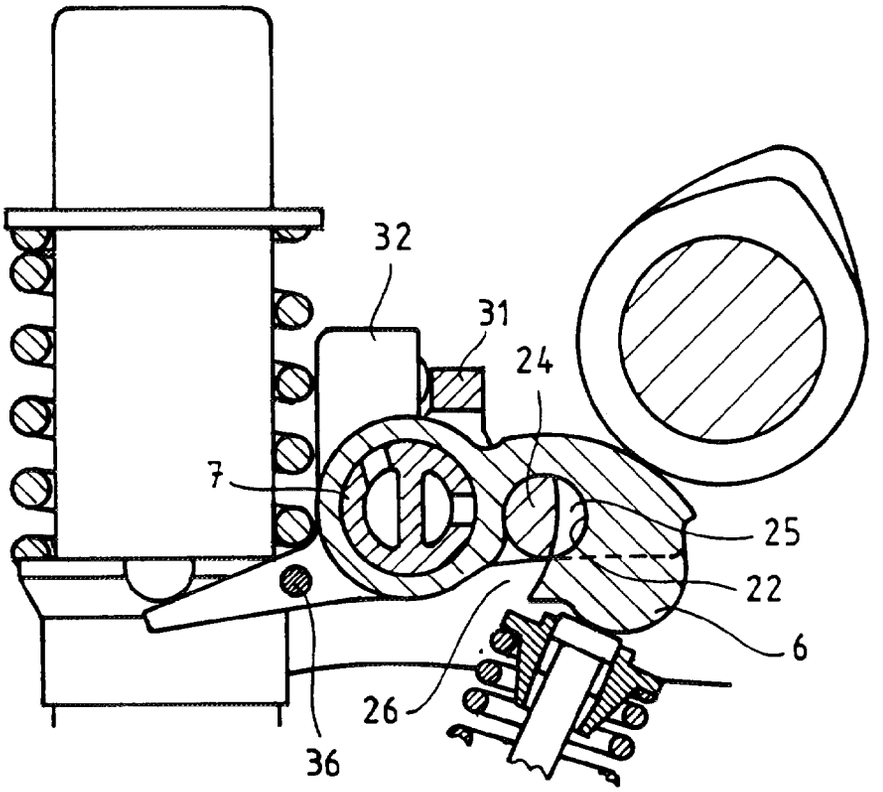


FIG. 7

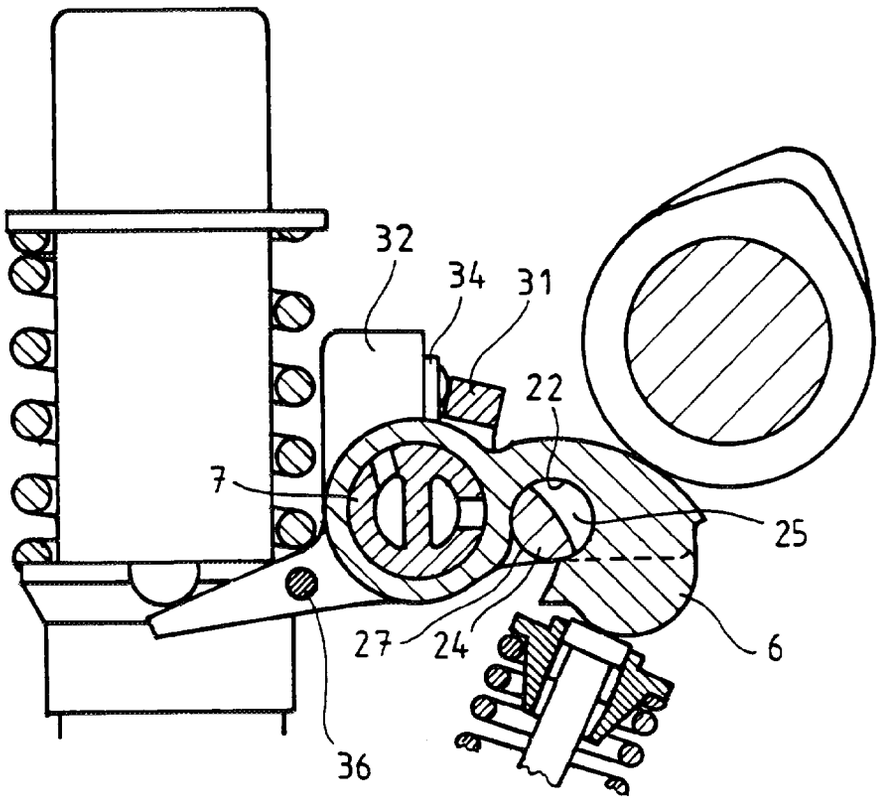


FIG.8

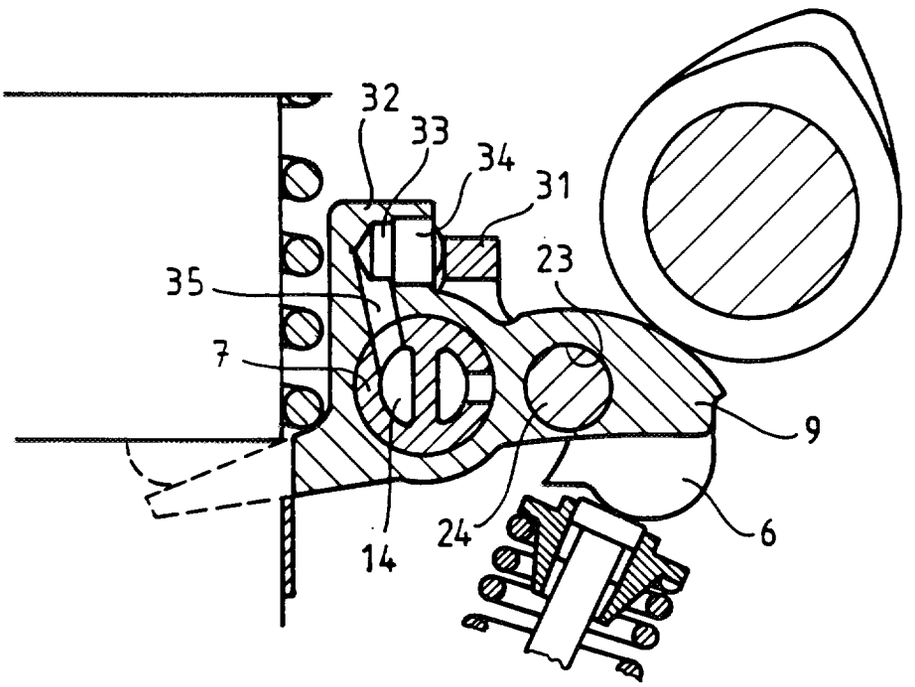


FIG.9

