



⑫

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :  
**24.07.91 Patentblatt 91/30**

⑤① Int. Cl.<sup>5</sup> : **F01L 9/02**

②① Anmeldenummer : **89104989.2**

②② Anmeldetag : **21.03.89**

⑤④ **Hydraulische Ventilöffnungseinheit im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine.**

③⑩ Priorität : **24.03.88 DE 3809953**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :  
**27.09.89 Patentblatt 89/39**

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die  
Patenterteilung :  
**24.07.91 Patentblatt 91/30**

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

⑤⑥ Entgegenhaltungen :  
**CH-A- 243 908**  
**DE-A- 3 611 476**  
**DE-A- 3 621 402**  
**DE-A- 3 625 664**

⑦③ Patentinhaber : **Bayerische Motoren Werke  
Aktiengesellschaft**  
**Patentabteilung AJ-30 Postfach 40 02 40**  
**Petuelring 130**  
**W-8000 München 40 (DE)**

⑦② Erfinder : **Gartner, Jurij**  
**Planegger Strasse 11**  
**W-8034 Germering (DE)**  
Erfinder : **Scholiweck, Anton**  
**Trifeldstrasse 4**  
**W-8000 München 90 (DE)**  
Erfinder : **Langen, Peter**  
**Magdalenenstrasse 37**  
**W-8000 München 19 (DE)**

**EP 0 334 272 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 hydraulische Ventilöffnungseinheit der im Oberbegriff des ersten Anspruchs angegebenen Art und geht aus von der gattungsbildenden DE-OS 36 21 402.

5     Hydraulische Ventilöffnungseinheiten sind in mannigfachen Ausführungen bekannt. Dabei betätigt ein Nocken einen Geberkolben, welcher über einen Hydraulikraum auf einen Arbeitskolben einwirkt, wobei letzterer auf dem Schaft eines Hubventiles aufliegt. Zumeist sind dabei der Geberkolben und der Arbeitskolben gleichachsig zueinander angeordnet. Diese Anordnung erfordert jedoch einen hohen Raumbedarf und baut dabei sehr hoch. Vorgeschlagen wurde bereits auch, Geberkolben und Arbeitskolben parallel nebeneinander  
10     anzuordnen. Hierdurch ergeben sich jedoch große Mengen von bewegter Hydraulikflüssigkeit. Die Nachteile hinsichtlich des hydraulischen Übertragungsverhaltens sind evident. Deshalb ist in der o.g. Schrift der Geberkolben rechtwinkelig zum Arbeitskolben bzw. zu dem von diesem betätigten Hubventil angeordnet.

Wenngleich jene Anordnung hinsichtlich des erforderlichen Bauraumes eine Verbesserung darstellt, erfordert diese immer noch unverhältnismäßig großvolumig bauende Zylinderköpfe. Es ist daher Aufgabe der Erfindung, eine hydraulische Ventilöffnungseinheit der im Oberbegriff des ersten Anspruchs angegebenen Art hinsichtlich des erforderlichen Bauraumes weiter zu optimieren.

Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Merkmale des ersten Anspruchs gelöst.

Bei winkelliger Anordnung von Einlaßventil und Auslaßventil, welche ihrerseits Vorteile hinsichtlich der möglichen Brennraumgestaltung sowie der Ausbildung der Einlaß- und Auslaßkanäle bietet, ist eine besonders  
20     kompakt bauende Anordnung erzielbar, wenn zum einen der Geberkolben räumlich zwischen Einlaß- und Auslaßventil angeordnet ist und dabei dessen Achse nicht nur winkelig, sondern darüber hinaus versetzt zur Achse des Einlaßventiles verläuft. Hiermit ist es nämlich möglich, die auf den Arbeitskolben einwirkende Hydraulikflüssigkeit diesem quasi von der Seite her, also tangential zuzuführen.

Vorteilhafte Aus- und Weiterbildungen beschreiben die Unteransprüche.

25     Ist der Querschnitt des Geberkolbens größer als der Querschnitt des Arbeitskolbens, so liegt eine hydraulische Übersetzung vor. Hohe Ventil- bzw. Arbeitskolbenhübe sind mit deutlich geringeren Hüben des Geberkolbens erzielbar. In Achsrichtung des Geberkolbens wird der Raumbedarf somit verringert; auch die den maximalen Geberkolbenhub bestimmende Querschnittsfläche des Nockens kann kleiner gehalten werden.

In hydraulischen Ventilöffnungseinheiten sind des öfteren Bremsvorrichtungen vorgesehen, welche die  
30     durch eine Abfuhr von Hydraulikflüssigkeit hervorgerufene Ventilschließbewegung geschwindigkeitsmäßig beeinflussen. Dazu strömt die abgeführte Hydraulikmenge zumeist über einen Drosselspalt. Erfindungsgemäß wird nunmehr vorgeschlagen, jene Bremsvorrichtung konzentrisch zum Arbeitskolben und insbesondere innerhalb diesem anzuordnen. Alternativ ist es auch möglich, den Arbeitskolben innerhalb der entsprechend ausgebildeten Bremsvorrichtung vorzusehen. Beide Varianten reduzieren den erforderlichen Bauraum um ein  
35     weiteres.

Anspruch 4 bildet den den Geberkolben betätigenden Nocken vorteilhaft weiter. Insbesondere bei Verwendung einer drosselnden Bremsvorrichtung kann der Nocken derart ausgebildet sein, daß die Schließbewegung des Ventiles in allen Betriebspunkten der Brennkraftmaschine stets durch Abfuhr von Hydraulikflüssigkeit hervorgerufen wird. Dies reduziert die mechanische Belastung des Geberkolbens und erlaubt, diesen vereinfacht  
40     bzw. entsprechend kleinbauend auszuführen. Die mechanische Belastung von Nocken und Geberkolben muß somit lediglich in der Anfangsphase der Ventilöffnungsbewegung berücksichtigt werden. Ist dabei in der erfindungsgemäßen hydraulischen Ventilöffnungseinheit ein hydraulisches Übersetzungsverhältnis integriert, so kann auch bei relativ geringer Beschleunigung des Geberkolbens— dies bedeutet geringe mechanische Belastungen und somit geringe Baugröße— eine im Hinblick auf die Ladungswechseldynamik erwünschte schnelle  
45     Ventilöffnungsbewegung erzielt werden.

Im folgenden wird die Erfindung anhand eines bevorzugten Ausführungsbeispiels näher beschrieben. Es zeigt :

- 50     Fig. 1     einen Querschnitt durch einen Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine mit einer hydraulischen Ventilöffnungseinheit,  
   Fig. 2     den Schnitt A-A aus Fig. 1, sowie  
   Fig. 3     einen beispielhaften durch die Nockenform gegebenen Hubverlauf des Geberkolbens.

55     In einem Zylinderkopf 1 einer Brennkraftmaschine ist ein Einlaßventil 2, sowie winkelig zu diesem ein Auslaßventil 3 angeordnet. Während letzteres wie allgemein üblich unter Zwischenschaltung eines hydraulischen Spielausgleichselementes 4 von einem Nocken 5 betätigt wird, ist für das Einlaßventil 2 eine ihrer Gesamtheit mit 6 bezeichnete hydraulische Ventilöffnungseinheit vorgesehen. Diese besteht im wesentlichen aus einem Gehäuse 7, einem das Einlaßventil 2 betätigenden Arbeitskolben 8, einem mit diesem in hydraulischer Ver-

bindung stehenden Geberkolben 9, sowie einem auf den Geberkolben 9 einwirkenden Nocken 10.

Erfindungsgemäß liegt die Achse des Geberkolbens 9 winkelig und versetzt zur Achse des Arbeitskolbens 8 bzw. des Einlaßventiles 2. Indem zusätzlich der Geberkolben 9 innerhalb des von dem Einlaßventil 2 sowie dem Auslaßventil 3 aufgespannten V-Raumes angeordnet ist, ist eine äußerst raumsparende Anordnung geschaffen. Ersichtlich wird dies auch aus Fig. 2, wobei hier zwei erfindungsgemäße Ventilöffnungseinheiten spiegelbildlich nebeneinander gezeigt sind.

Die Wirkungsweise der hydraulischen Ventilöffnungseinheit 6 ist dabei wie folgt: Über einen Zulaufkanal 14 sowie ein Rückschlagventil 12 gelangt Hydraulikflüssigkeit in eine Hydraulikkammer 16. Diese weist zudem einen Absteuerkanal 18 auf, welcher in einen Speicherraum 20 mündet und mittels eines Schiebers 22 verschließbar ist. Betätigt wird dieser Schieber 22 von einer gegen einen Stößel 24 wirkenden Exzenterwelle 26.

Begrenzt wird die Hydraulikkammer 16 desweiteren vom Geberkolben 9, wobei dessen wirksamer Querschnitt größer ist als der wirksame Querschnitt des Arbeitskolbens 8. Wird nun durch Rotation des Nockens 10 der Geberkolben 9 bewegt, so verdrängt er Hydraulikflüssigkeit aus der Hydraulikkammer 16 über einen mit einem Rückschlagventil 27 versehenen Kanal 28 in eine Druckkammer 30 (siehe insbes. Fig. 2). Hierdurch wird der Arbeitskolben 8 bewegt und veranlaßt somit eine Öffnungsbewegung des Einlaßventiles 2. Dieser Vorgang wird beendet, wenn entweder der Hub des Geberkolbens 9 geringer wird oder der Absteuerkanal 18 freigegeben wird. Dazu kann durch Rotation der Exzenterwelle 26 der Schieber 22 in bzw. gegen Pfeilrichtung 32 bewegt werden. Gibt der Schieber 22 den Absteuerkanal 18 frei, so gelangt die Hydraulikflüssigkeit aus der Druckkammer 30 über einen sich im Verlauf der Schließbewegung des Einlaßventiles 2 verengenden Drosselspalt 34 in die Hydraulikkammer 16 und schließlich in den Speicherraum 20. Bestimmt wird der Drosselspalt 34 von einer innerhalb des Arbeitskolbens 8 vorgesehenen, in ihrer Gesamtheit mit 36 bezeichneten Bremsvorrichtung (siehe insbes. Fig. 2). Im wesentlichen besteht jene Bremsvorrichtung 36 aus einer in der Mantelfläche des Arbeitskolbens 8 vorgesehenen, sich verjüngenden Längsnut 37 sowie dem bereits erläuterten Rückschlagventil 28. Da letzteres eine Abfuhr von Hydraulikmedium aus der Druckkammer 30 verhindert, strömt das Medium über die sich verjüngende Längsnut 37 und den somit sich im Laufe der Ventilschließbewegung verengenden, zusammen mit einem Vorsprung 35 des Gehäuses 7 gebildeten Drosselspalt 34.

Fig. 3 zeigt eine beispielhafte Erhebungskurve des Geberkolbens in Abhängigkeit vom Nockenwinkel  $\varphi$ . Jene Erhebungskurve ist in drei wesentliche Phasen unterteilt. In der mit I bezeichneten ersten Phase wird eine maximale Erhebung  $\Delta h$  je Nockenwinkeländerung  $\Delta \varphi$  angestrebt. Bestimmt wird jene maximale Ventilhubzunahme insbesondere durch die mechanische Festigkeit des Nockens 10 sowie des Geberkolbens 9. Da erfindungsgemäß in der hydraulischen Ventilöffnungseinheit 6 ein hydraulisches Übersetzungsverhältnis eingebaut ist, der Querschnitt des Geberkolbens 9 also größer ist als der Querschnitt des Arbeitskolbens 8, genügt zur Erzielung einer erwünschten schnellen Ventilöffnungsbewegung ein relativ langsamerer Hubverlauf des Geberkolbens 9. Somit kann der Geberkolben 9 leicht und insbesondere kompaktbauend ausgeführt werden.

Die an jene erste Phase anschließende Phase II stellt einen Übergangsbereich zur Phase III dar, welche ihrerseits einen abnehmenden Geberkolben-Hub  $h$  aufweist. Die Phase II überdeckt dabei auch deshalb einen relativ breiten Nockenwinkelbereich  $\varphi^*$ , da jene Phase den üblichen Arbeitsbereich für das Einlaßventil 2 darstellt. Erfindungsgemäß wird nämlich im gesamten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine die Ventilschließbewegung durch Betätigung des Schiebers 22 sowie Abfuhr von Hydraulikflüssigkeit in den Speicherraum 20 eingeleitet. Dies hat den Vorteil, daß der Hubverlauf des Geberkolbens 9 in der Phase III unter Berücksichtigung mechanischer Gesichtspunkte ausgelegt werden kann. Mit dieser Nockenkontur kann ein optimaler Befüllvorgang der Druckkammer 30 im Zusammenspiel mit der Gestaltung des Arbeitskolbens 8 sowie des Rückschlagventiles 27 erzielt werden. Da an letzterem unter strömungsdynamischen Gesichtspunkten (Schwingungsverhalten sowie Dampfblasenbildung) geringe Strömungsgeschwindigkeiten erwünscht sind, können mit einer derart flachen Nockenkontur der Phase II lange Befüllzeiten realisiert werden. Da somit während der Phase II stets eine Absteuerung des Ventilhubes erfolgt, lassen sich zusätzlich enge Toleranzen insbesondere in Zusammenhang mit der Ansteuerung der Exzenterwelle 26 vermeiden, wenn jene Phase einen relativ breiten Nockenwinkelbereich ( $\varphi^*$ ) überstreicht.

## Patentansprüche

1. Hydraulische Ventilöffnungseinheit im Zylinderkopf einer Brennkraftmaschine mit zumindest einem in Schließrichtung federvorgespannten Einlaßventil und einem Auslaßventil je Zylinder, wobei zur Betätigung des Einlaßventiles ein Arbeitskolben vorgesehen ist, welcher mit einem von einem Nocken betätigten Geberkolben in hydraulischer Verbindung steht und wobei die Achse des Einlaßventiles winkelig zur Achse des Geberkolbens verläuft, dadurch gekennzeichnet, daß die Achse des zwischen dem Einlaßventil (2) und dem winkelig zu diesem angeordneten Auslaßventil (3) liegenden Geberkolbens (9) versetzt zur Einlaßventilachse verläuft.

2. Ventilöffnungseinheit nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der hydraulisch wirksame Querschnitt des Geberkolbens (9) größer ist als der hydraulisch wirksame Querschnitt des Arbeitskolbens (8).

3. Ventilöffnungseinheit nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß konzentrisch zum Arbeitskolben (8) eine die Abfuhr von Hydraulikflüssigkeit drosselnde Bremsvorrichtung (36) zur Beeinflussung der Ventilschließgeschwindigkeit angeordnet ist.

4. Ventilöffnungseinheit nach einem der vorangegangenen Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der durch die Nockenform gegebene Hubverlauf des Geberkolbens (9) in zumindest drei wesentliche Phasen unterteilt ist, wobei die erste Phase durch die mechanisch maximal zulässige Ventilhubzunahme ( $\Delta h$ ) je Nockenwinkel ( $\varphi$ ) beschrieben ist, wobei die zweite Phase den Übergangsbereich mit stetig abnehmender Ventilhubzunahme je Nockenwinkel darstellt und wobei die dritte Phase den Hub in einem derart großen Nockenwinkelbereich ( $\varphi^{**}$ ) auf den Nullhub reduziert, daß der Schließvorgang des Einlaßventiles (2) im gesamten Betriebsbereich der Brennkraftmaschine durch Abfuhr von Hydraulikflüssigkeit hervorgerufen wird.

## Claims

1. A hydraulic valve-opening unit in the cylinder head of an internal combustion engine having at least one inlet valve initially spring-stressed in the closing direction and one exhaust valve per cylinder, while for the actuation of the inlet valve a working piston is provided which is in hydraulic connection with an actuator piston actuated by a cam, and the axis of the inlet valve extends at an angle to the axis of the actuator piston, characterised in that the axis of the actuator piston (9) lying between the inlet valve (2) and the exhaust valve (3) arranged at an angle thereto extends offset in relation to the inlet valve axis.

2. A valve-opening unit according to Claim 1, characterised in that the hydraulically effective cross-section of the actuator piston (9) is greater than the hydraulically effective cross-section of the working piston (8).

3. A valve-opening unit according to Claim 1 or 2, characterised in that, concentrically with the working piston (8), a brake device (36) which throttles the removal of hydraulic fluid is arranged for the purpose of influencing the speed of valve closure.

4. A valve-opening unit according to any one of the preceding Claims, characterised in that the stroke course of the actuator piston (9) given by the cam form is divided into at least three essential phases, the first phase being described by the mechanically maximum permissible valve stroke increase ( $\Delta h$ ) per cam angle ( $\varphi$ ), the second phase representing the transition range with constantly decreasing valve stroke increase per cam angle, and the third phase reducing the stroke in such a large cam angle range ( $\varphi^{**}$ ) to the zero stroke that the closing operation of the inlet valve (2) in the entire operational range of the internal combustion engine is caused by withdrawal of hydraulic fluid.

## Revendications

1. Dispositif hydraulique de commande d'ouverture de soupape dans la culasse d'un moteur à combustion interne, comportant au moins par cylindre une soupape d'admission et une soupape d'échappement précontraintes par ressort dans le sens de la fermeture, un piston esclave assurant la commande de la soupape d'admission, piston qui communique par une liaison hydraulique avec un piston maître actionné par une came, et l'axe de la soupape d'admission étant incliné par rapport à l'axe du piston maître, dispositif caractérisé en ce que l'axe du piston maître (9) situé entre la soupape d'admission (2) et la soupape d'échappement (3) inclinée par rapport à la précédente, est décalé par rapport à l'axe de la soupape d'admission.

2. Dispositif hydraulique de commande d'ouverture de soupape selon la revendication 1, caractérisé en ce que la section hydraulique active du piston maître (9) est supérieure à la section hydraulique active du piston esclave (8).

3. Dispositif de commande d'ouverture de soupape selon la revendication 1 ou 2, caractérisé par un dispositif de freinage (36) concentrique au piston esclave (8) et qui étrangle l'évacuation du liquide hydraulique pour influencer la vitesse de fermeture de la soupape.

4. Dispositif hydraulique de commande d'ouverture de soupape selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le tracé de soulèvement du piston maître (9) défini par la forme de la came est subdivisée en au moins trois phases principales, la première phase correspondant à l'augmentation maximale mécaniquement autorisée de la course de la soupape ( $\Delta h$ ) par variation d'angle de came ( $\Delta \varphi$ ), la seconde phase étant la phase transitoire avec décroissance constante de l'augmentation de la course de la soupape en fonction de l'angle de la came et la troisième phase réduit à une course nulle la course dans une plage d'angle de came ( $\varphi^{**}$ ) tellement importante que la phase de fermeture de la soupape d'admission (2) soit pro-

voquée dans l'ensemble de la plage de fonctionnement du moteur à combustion interne par l'évacuation du liquide hydraulique.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

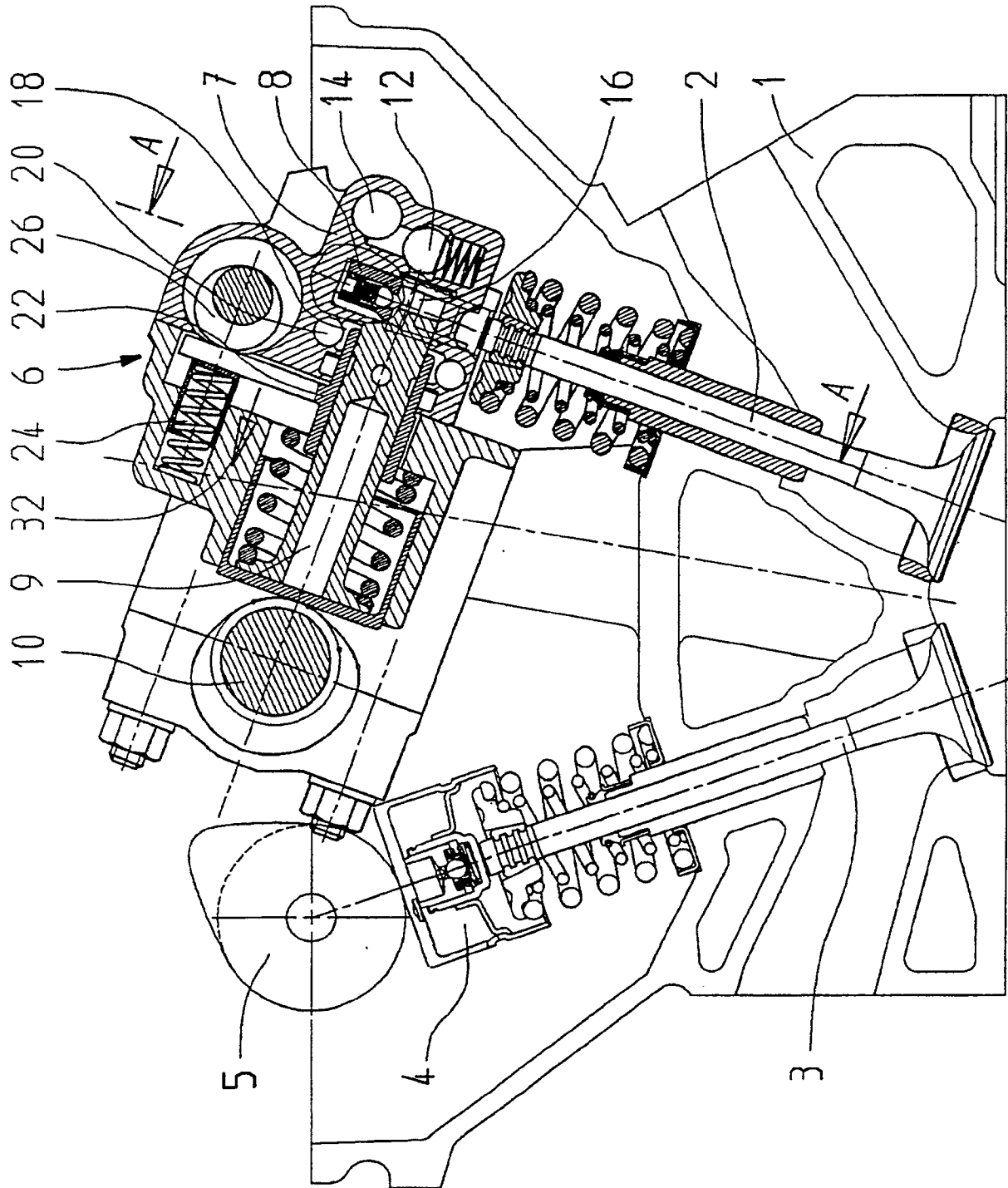


Fig. 1

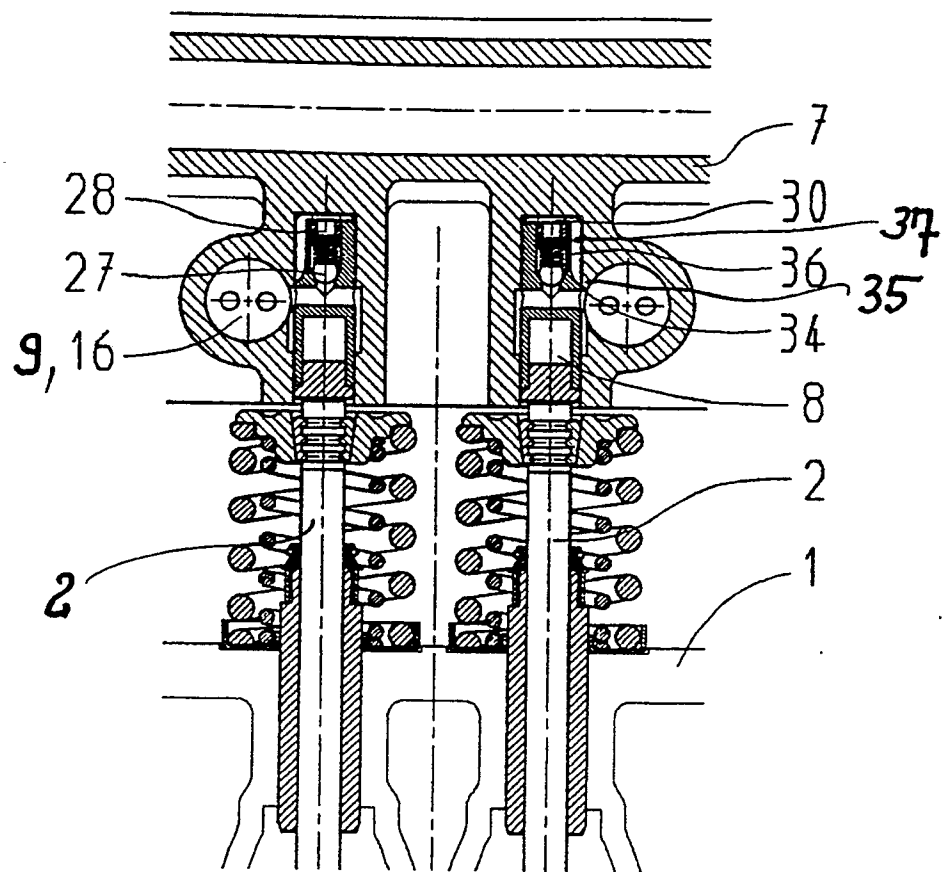


Fig. 2

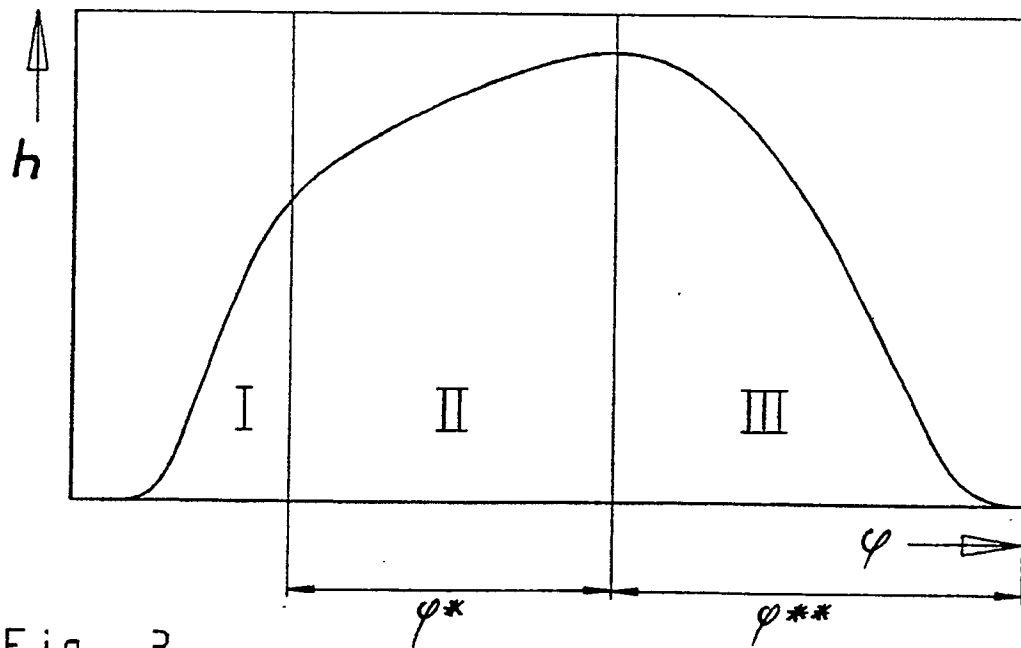


Fig. 3