



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
27.10.93 Patentblatt 93/43

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01L 13/06**

②① Anmeldenummer : **91100566.8**

②② Anmeldetag : **18.01.91**

⑤④ **Motorbremse für luftverdichtende Brennkraftmaschinen.**

③⑩ Priorität : **08.03.90 DE 4007287**

⑦③ Patentinhaber : **MAN Nutzfahrzeuge
Aktiengesellschaft
Postfach 50 06 20
D-80976 München (DE)**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
18.09.91 Patentblatt 91/38

⑦② Erfinder : **Kubis, Heribert, Dipl.-Ing.
Heisterstrasse 37
W-8500 Nürnberg (DE)
Erfinder : Wittmann, Dieter
Bregenzer Strasse 1
W-8500 Nürnberg (DE)**

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
27.10.93 Patentblatt 93/43

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT DE FR GB IT NL SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
**FR-A- 2 133 288
FR-A- 2 568 629
US-A- 3 786 792**

EP 0 446 577 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 Motorbremse entsprechend dem Gattungsbegriff des Patentanspruches.

5 Durch die US-PS3786 792 ist es bekannt, zwischen einer Nockenwelle und einem Auslaßventil einer luftverdichtenden Brennkraftmaschine ein hydraulisches Gestänge zur Kraftübertragung vorzusehen. Das hydraulische Gestänge weist eine Regeleinrichtung und einen hydraulisch wirkenden Ventilspielausgleich, sowie einen Leckölausgleich auf. Die Regeleinrichtung besteht aus einem schnellen Magnetventil, welches durch einen Kontakt ansteuerbar ist, wobei der Kontakt durch die Betätigung des Bremspedals geschlossen wird.
 10 Wenn das Bremspedal betätigt wird schließt sich der Kontakt und ein Solenoid des Magnetventils veranlaßt dessen Schließung. Durch die Schließung des Magnetventils wird ein Zylinderraum des hydraulischen Gestänges abgesperrt, wodurch sich das Gestänge wie eine starre Stößelstange verhält. Das hydraulische Gestänge kann im Bremsbetrieb durch einen auf der Nockenwelle eigens vorgesehenen Bremsnocken gegen Ende eines Verdichtungsstaktes angehoben werden, so daß die verdichtete Luft abgeblasen wird und somit die in ihr gespeicherte Bremsarbeit vernichtet wird. Das Magnetventil ist während der Betätigung der Motorbremse permanent geschlossen, während es im Motor-Betrieb permanent geöffnet ist. Durch die permanente Schließung des Magnetventils im Motor-Bremsbetrieb ist die Bewegung des Auslaßventils ausschließlich durch die Formgebung des Bremsnockens vorgegeben. Eine Anpassung der Steuerzeit während des Bremsbetriebes an eine variable Bremscharakteristik ist damit unmöglich.

20 Nach DE-OS 33 00 763 wird vorgeschlagen, den Zylinderraum des mit der Nockenwelle zusammenarbeitenden Kolbens über eine Leitung mit einem steuerbaren Ventil zu verbinden, so daß die Übertragung der Bewegung des Kolbens auf einen Ventilkolben beliebig unterbrochen werden kann. Zur Ergänzung von Leckölverlusten kann das hydraulische Gestänge wiederum über ein Rückschlagventil mit dem Schmierölkreislauf verbunden werden. Ein hydraulisches Gestänge dieser Art beansprucht ein größeres Bauvolumen, da die Zylinder und Kolben keine so kompakte Einheit bilden. Mangels dieser Einheit ist zwischen den Zylinderräumen eine wenn auch kurze Verbindungsleitung notwendig, welche zu einer größeren Trägheit Anlaß gibt.

Durch die DE-A-39 39 934 wird vorgeschlagen, zwischen einer Nockenwelle und einem Auslaßventil ein hydraulisches Gestänge einzuschalten, wobei die Nockenwelle jeweils zwei Erhebungen aufweist. Eine erste Erhebung dient dabei in üblicher Weise dazu, daß Auslaßventil in der Ausschleibephase zu öffnen. Eine zweite Erhebung kann das Auslaßventil auch in der Verdichtungsphase anheben, um durch Drosselwirkung Bremsarbeit zu verrichten. Die Umschaltung von Normalbetrieb zu Bremsbetrieb erfolgt durch die Aktivierung eines Magnetventils, welches von einer Verbindungsleitung der Kolben des hydraulischen Gestänges abzweigt. Während des Zeitintervalls, in dem das Magnetventil geschlossen ist, kann die zweite Erhebung des Nockens seine Bewegung auf das Auslaßventil übertragen, so daß dieses auch während der Verdichtungsphase etwas
 35 angehoben werden kann und durch Ausschleibarbeit Bremsarbeit verrichtet wird. Leckölverluste werden über ein Rückschlagventil aus dem Schmierölkreislauf ergänzt. Dadurch, daß der vom Nocken betätigte Kolben und der Kolben des Auspuffventils getrennt sind und über eine längere Leitung untereinander verbunden sind, gestaltet sich diese Ventilbetätigung konstruktiv relativ aufwendig. Durch die lange Verbindungsleitung wird der Ventiltrieb träge, was seine Anwendung bei Motoren mit hoher Drehzahl einschränkt.

40 Ausgehend von einer Motor-Bremse gemäß dem Gattungsbegriff liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, die Motor-Bremsleistung durch veränderbare Steuerzeiten des Auslaßventils zu optimieren und den erforderlichen Randbedingungen beim Betrieb von Nutzfahrzeugen anzupassen.

Gelöst wird diese Aufgabe durch die kennzeichnenden Merkmale des Patentanspruches 1.

Ein besonderer Vorteil der erfindungsgemäßen Motorbremse besteht gegenüber dem Stand der Technik vor allem darin, daß auf die dort notwendige, durch die Nockenwelle angetriebene Hydraulikpumpeneinheit zur Erzielung der Zusatzerhebung der Auslaßventile im Kompressionstakt verzichtet wird. Die hinsichtlich Erhebungscharakteristik und Öffnungszeiten etwa gleichartige Zusatzerhebung bei der erfindungsgemäßen Motorbremse wird durch eine geänderte Auslaßnockenform und eine elektronische Regelung mittels "schneller" Magnetventile, von denen je eines jedem Auslaßstößels zugeordnet ist, dargestellt.

50 Die erfindungsgemäße elektronische Regelung wird gegenüber derjenigen durch eine Hydraulikpumpeneinheit deshalb vorteilhaft eingesetzt, da schnelle Magnetventile wegen der weiten Verbreitung der Elektronik auch im Motorenbau inzwischen preisgünstig hergestellt werden und zuverlässig arbeiten. Zur Darstellung der Steuerstrom-Impulse können die für die serienmäßig geplante, vollelektronische Dieselregelung ohnehin notwendigen Steuergeräte und Leistungsstromverteiler entsprechend angepaßt werden, so daß hierfür keine nennenswerten Zusatzkosten entstehen. Gegenüber der Steuerung mittels Hydraulikpumpeneinheit sind als weitere Vorteile Vereinfachung durch geringere Anzahl bewegter Teile, die Möglichkeit auf außenliegende Hochdruckleitungen zu verzichten, und eine größere Flexibilität hinsichtlich Gestaltung der Auslaß-Steuerzeiten während der Zusatzerhebung, zu nennen.

Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung kann dem Anspruch 2 entnommen werden.

Der hydraulische Ventilspielausgleich stellt sicher, daß auch bei Sitzeinschlag des Auslaßventiles oder Verschleiß des Ventiltriebes die exakten Auslaßventil-Steuerzeiten unverändert beibehalten werden, so daß die Funktion im Normal- oder Motor-Bremsbetrieb, unabhängig vom Verschleißzustand, gewährleistet ist. Durch das fehlende Ventilspiel erübrigen sich die üblichen Nockenrampen am Beginn und Ende des Nockenhubes zur Überwindung des Ventilspielbereiches. Hierdurch ist es möglich, die Winkel 2 und 6 entsprechend groß auszuführen, um für Entleeren und Füllen des Zylinderraumes 10 ausreichend Zeit zu haben.

Eine vorteilhafte Steuerung für die Magnetventile ist durch die Merkmale des Anspruches 3 gekennzeichnet.

Durch die Beaufschlagung der Magnetventile mittels eines elektronisch arbeitenden Steuergerätes wird eine flexible und trägheitsfreie Variation der Steuerzeiten des Auslaßventils erreicht.

Eine weitere vorteilhafte Ausbildung kann dem Unteranspruch 4 entnommen werden.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in Zeichnungen dargestellt. Es zeigt:

- Figur 1 einen Schnitt durch ein hydraulisches Gestänge mit parallel geschaltetem Magnetventil
- Figur 2 einen Nocken mit einer zweiten Erhebung zur Betätigung eines Auslaßventils im Motor-Bremsbetrieb
- Figur 3 ein Steuerdiagramm eines Ein- und Auslaßventils im Motor-Bremsbetrieb, wobei die Ventilwege als Funktion über dem Drehwinkel einer Kurbelwelle aufgetragen sind.

Zur regelbaren Betätigung eines Auslaßventils 1 ist nach Figur 1 zwischen einem Nocken 2 und einer Stößelstange 3 ein hydraulisches Gestänge 4 eingeschaltet. Dieses hydraulische Gestänge 4 besteht aus dem Ventilstößel 5, der zugleich die Funktion eines Zylinders übernimmt und einem Kolben 6 der in axialer Richtung beweglich, aber durch erste und zweite Anschläge 7a und 7b in seiner Bewegung begrenzt ist. Im Kolben 6 wiederum ist ein Ausgleichskolben 8 angeordnet, welcher die Bewegung des Kolbens 6 auf die Stößelstange 3 überträgt. Zwischen dem Kolben 6 und dem Ventilstößel 5 ist eine Druckfeder 9 eingeschaltet, welche den Kolben 6 in Ausgangslage hält. Der durch den Ventilstößel 5 und dem Kolben 6 eingeschlossene Zylinderraum 10 ist über eine kurzgehaltene Verbindungsleitung 11 mit einem Magnetventil 12 verbunden, wobei die Verbindungsleitung 11 wiederum bei geöffnetem Magnetventil 12 mit einem Motor-Schmierölkreislauf 13 in Kommunikation steht.

Zum Ausgleich des unvermeidbaren Verschleißes kann im Ventiltrieb als hydraulisch wirkender Ventilspielausgleich der Ausgleichskolben 8 vorgesehen werden, der eine Bohrung 14 aufweist, welche es gestattet, einen Zylinderraum 15 zwischen Kolben 6 und Ausgleichskolben 8 mittels einer Ausgleichsleitung 16 mit dem Motor-Schmierölkreislauf 13 zu verbinden. Durch ein mit einer Feder 17 belastetes Ventil 18, welches als Kugel ausgebildet sein kann, wird die Bohrung 14 verschlossen, bzw. kann Öl über die Ausgleichsleitung 16 nachgesaugt werden.

Zur Ansteuerung des Auslaßventils 1 wird der Nocken 2 mit einer ersten und zweiten Erhebung 2a und 2b versehen, wobei die erste Erhebung 2a die normale Öffnung des Auslaßventils 1 während der Ausschiebeweise bewerkstelligt und die zweite Erhebung 2b dem Öffnen des Auslaßventils 1 in der Verdichtungsphase bei Motor-Bremsbetrieb vorbehalten ist.

Die Ansteuerung des Magnetventils 12 übernimmt ein Steuergerät 19, welches elektronisch arbeitet und das seine zu verarbeitenden Signale von mindestens einem Geber erhält, der als Sensor 20 ausgebildet ist, und auf induktiver Basis arbeitet. Es können natürlich auch - wie in Figur 1 dargestellt - zwei Sensoren 20 und 21, oder mehrere vorgesehen werden, welche um einen bestimmten Winkel versetzt an der Peripherie eines mit Zahnkranz 22 versehenen Schwungrades 23 angeordnet sind. Anstelle des Schwungrades 23 kann auch ein Nockenwellenzahnrad vorgesehen werden. Die von den Sensoren 20 und 21 kommenden Spannungsimpulse werden im Steuergerät 19 derart aufbereitet, daß daraus die Stellung des Nockens 2 und dessen zweiter Erhebung 2b erkannt wird und die nachfolgend unter Figur 2 beschriebenen Winkelbereiche $\alpha 1$ bis $\alpha 6$ bestimmt werden. Die im Steuergerät 19 aufbereiteten Impulse werden einem Solenoid 24 des Magnetventils zugeführt.

Bei einer Mehrzylinder-Brennkraftmaschine ist jedem Auslaßventil 1 ein schnelles Magnetventil 12 zugeordnet. Das Steuergerät 19 ist über die Geber 20 oder 21 in der Lage die Stellung aller Nocken zu bestimmen.

Zur Einleitung des Motor-Bremsbetriebes wird das Steuergerät 19 durch einen Schalter 25 aktiviert, wobei dieser Schalter 25 ein- oder zweistufig sein kann, so daß die Motorbremse abgestuft betätigbar ist. In erster Stufe wird lediglich eine hier nicht dargestellte Drossel in einem Auspuffrohr geschlossen, in zweiter Stufe bei höherem Bedarf an Bremsleistung wird auch das Magnetventil 12 angesteuert, um das Auslaßventil 1 auch während der Verdichtungsphase soweit zu öffnen, daß Ausschleibeinheit verrichtet wird um dadurch die Bremsleistung zu steigern. Die Reihenfolge der abgestuften Motorbremse kann natürlich in Anpassung an die gewünschte Bremsleistung auch umgekehrt sein.

Im weiteren soll auf die Wirkungsweise näher eingegangen werden.

Im Motorbetrieb ist das Magnetventil 12 permanent geöffnet, und damit die elektronische Regelung gänzlich inaktiv. Während der Ausschiebephase hebt die erste Erhebung 2a des Nockens 2 den Ventilstößel 5 an. Da das Magnetventil 12 geöffnet ist kann im Zylinderraum 10 kein Druck aufgebaut werden. Erst wenn der erste Anschlag 7a im Ventilstößel 5 auf den Kolben 6 trifft überträgt sich die Bewegung des Ventilstößels 5 auf den Kolben 6 und über den zweiten Anschlag 7b auf die Stößelstange 3, welche das Auslaßventil 1 öffnet. Bei weiterer Drehung des Nockens 2 schließt das Auslaßventil 1 wieder. Das Auflaufen des Ventilstößels 5 auf die zweite Erhebung 2b des Nockens 2 bleibt ohne Wirkung, da sich wegen des geöffneten Magnetventils 12 im Kolbenraum 10 kein Druck aufbauen kann und der Hub h des Stößels als Folge der zweiten Erhebung 2b gleich der freien Weglänge s zwischen dem ersten Anschlag 7a des Ventilstößels 5 und dem Kolben 6 ist. Das Auslaßventil 1 öffnet somit nur durch die erste Erhebung 2a zum Auslaßtakt.

Wenn auf Motor-Bremsbetrieb umgeschaltet werden soll betätigt man den Schalter 25 und aktiviert damit über das Steuergerät 19 das Magnetventil 12, welches während der Anhebung des Stößels 5 durch die zweite Erhebung 2b geschlossen ist, so daß die Bewegung des Ventilstößels 5 hydraulisch auf den Kolben 6 übertragen wird, der das Auslaßventil 1 unter Zwischenschaltung der Stößelstange 3 während der Verdichtungsphase geringfügig öffnet, so daß durch die Drosselwirkung des Auslaßventils 1 zusätzliche Bremsarbeit durch Vernichtung der Kompressionsarbeit zu verrichten ist. Im Bereich eines Winkels 5 (Figur 2) der zweiten Erhebung 2b öffnet das Magnetventil 12 wieder, so daß der hydraulische Schluß zwischen Ventilstößel 5 und Kolben 6 unterbrochen ist und das Auslaßventil 1 schließt, um erst wieder im Bereich 1 zu öffnen. Der Schalter 25 kann auch zweistufig ausgeführt sein, so daß in einer ersten Stufe nur die normale Auspuffbremse betätigt wird und in einer zweiten Stufe zusätzlich die hydropneumatische Bremse bzw. umgekehrt. Die Bremsleistung kann somit abgestuft werden.

Einen erfindungsgemäßen Nocken mit einer zweiten Erhebung zeigt die Figur 2. Der Nocken 2 wird in Sektoren mit den Winkeln $\alpha 1$ bis $\alpha 6$ eingeteilt. Ein Sektor mit Winkel $\alpha 1$ dient mit seiner ersten Erhebung 2a der Ventilöffnung in der Ausschiebephase. Ein Sektor mit Winkel $\alpha 2$ erfüllt die Aufgabe. Den Zylinderraum 10 aufzufüllen. Ein Sektor mit Winkeln $\alpha 3$ gibt dem Magnetventil 12 (Figur 1) im Motor-Bremsbetrieb Zeit zum Schließen. Die zweite Erhebung 2b beginnt in einem Sektor mit Winkel $\alpha 4$. Während des Winkels $\alpha 4$ ist das Magnetventil 12 (Figur 1) geschlossen und das Auslaßventil 1 öffnet in der Verdichtungsphase, so daß zusätzlich zur Ausschiebephase Bremsarbeit verrichtet werden kann. Ein Sektor mit Winkel $\alpha 5$ gibt dem Magnetventil Zeit zur Öffnung. Ein anschließender Sektor mit Winkel $\alpha 6$ dient dem Ausschieben des Öls aus dem Zylinderraum 10.

In Figur 3 sind Kolben- und Ventilweg über dem Kurbelwinkel aufgetragen wiedergegeben. Die Ventilöffnungskurve des Auslaßventils ist mit A bezeichnet. Im normalen Motorbetrieb öffnet das Auslaßventil zwischen dem unteren Totpunkt-UT und einem Gaswechsel-GOT. Bei Betätigung der Auspuff-Motorbremse wird in dieser Phase Ausschiebearbeit gegen eine Drossel in der Auspuffleitung verrichtet.

Bei zusätzlicher Aktivierung des Magnetventils 12 (Figur 1) wird durch die zweite Erhebung 2b des Nockens 2 das Auslaßventil 1 außerdem zwischen dem unteren Totpunkt-UT und einem Zünd-ZOT geöffnet, so daß in dieser Phase durch die Drosselwirkung des nur wenig geöffneten Auslaßventils 1 weitere Ausschiebearbeit verrichtet und Kompressionsarbeit vernichtet wird, und die Bremsleistung zusätzlich zur Bremsleistung der bekannten Auspuffbremse erhöht wird.

Patentansprüche

1. Motorbremse für luftverdichtende Brennkraftmaschinen, bestehend aus einem zwischen einem Nocken (2) und einem Auslaßventil (1) angeordneten hydraulischen Gestänge (4), bei dem das hydraulische Gestänge über eine Verbindungsleitung (11) mit einer externen Regeleinrichtung in Form eines schnellen Magnetventils (12) und einem Leckölausgleich von einem Motor-Schmierölkreislauf (13) her in Verbindung steht und bei der die Brennkraftmaschine über eine Drosselklappe im Auspuffrohr verfügt, welche bei Betätigung der Motorbremse die Auspuffleitung teilweise versperrt und/oder bei der gleichzeitig mit der Betätigung der Motorbremse das Magnetventil (12) aktiviert wird, dadurch gekennzeichnet, daß das Magnetventil (12) zur Aktivierung von mindestens einem Sensor (20) ansteuerbar ist, wobei die Signale dieses Sensors (20) unter Zwischenschaltung eines Steuergerätes (19) an das Solenoid (24) des Magnetventils (12) weitergeleitet werden, derart, daß das Magnetventil (12) bei Betätigung der Motorbremse während eines bestimmten Intervalles beim Anheben eines Ventilstößels (5) durch eine zweite Erhebung (2b) des Nockens (2) in der Verdichtungsphase des Motors geschlossen ist, wobei sich das Intervall durch Verarbeitung der aus Nockenstellung und Nockenwellendrehzahl gebildeten Signale des Sensors (20) im Steuergerät (19) ergibt, und daß der Nocken (2) in mehrere Sektoren aufgeteilt ist, derart, daß ein Sektor mit Winkel $\alpha 2$ dem Auffüllen eines Zylinderraumes (10) innerhalb des Ventilstößels (5) dient, daß das

Steuergerät (19) das Magnetventil (12) so betätigt, daß dessen Schließung in einem Sektor α 3 des Nockens (2) eingeleitet wird, daß ein Sektor mit Winkel α 4 die eigentliche Erhebung (2b) aufweist, während in einem Sektor mit Winkel α 5 das Magnetventil (12) wieder öffnet und daß in einem Sektor mit Winkel α 6 ein Zylinderraum (10) im Ventilstößel (5) entleert wird.

2. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das hydraulische Gestänge über einen hydraulisch wirkenden Ventilspielausgleich, gebildet aus einem Ausgleichskolben (8) verfügt, welcher koaxial im Kolben (6) des hydraulischen Gestänges (4) angeordnet ist, wobei der Ausgleichskolben (8) zwischen den Kolben (6) und der Stößelstange (3) eingeschoben ist, daß ein zwischen Kolben (6) und Ausgleichskolben (8) befindlicher Zylinderraum (15) über eine Bohrung (14) mit dem Motorschmiersystem verbindbar ist, und daß diese Bohrung (14) über ein federbelastetes Ventil (18) absperrbar ist.
3. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Sensor (20) an der Peripherie eines Zahnkranzes eines Schwungrades (23) oder einem Nockenwellenzahnrad gegenüberliegend angeordnet ist, wobei der Sensor (20) auf induktiv wirkender Basis aufgebaut ist und seine Spannungsimpulse einem Steuergerät (19) zur Aufarbeitung zugeführt werden, und daß das Steuergerät (19) die Magnetventile (12) beaufschlagt.
4. Motorbremse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ferner ein zweites Magnetventil vorgesehen ist, welches zur aufeinanderfolgenden Zuschaltung der Auspuffbremse vorgesehen ist.

Claims

1. An engine brake for air-compression internal combustion engines, consisting of a hydraulic rod linkage (4) arranged between a cam (2) and an outlet valve (1), wherein the hydraulic rod linkage is connected via a connection line (11) to an external regulating device in the form of a high-speed solenoid valve (12) and to an oil-leakage replenisher from a lubricating-oil circuit (13) of the engine, and wherein the internal combustion engine has a throttle valve in the exhaust pipe, which throttle valve partially blocks the exhaust manifold on actuation of the engine brake, and/or wherein the solenoid valve (12) is activated simultaneously on actuation of the engine brake, **characterised in that** the solenoid valve (12) can be triggered to activate at least one sensor (20), the signals from this sensor (20) being passed to the solenoid (24) of the solenoid valve (12) via a control device (19), in such a manner that the solenoid valve (12) is closed in the compression phase of the engine when a valve tappet (5) is lifted by a second elevation (2b) of the cam (2) on actuation of the engine brake during a given interval, the signals from the sensor (20) derived from the cam position and the rotational speed of the camshaft being processed in the control device (19) in order to establish this interval, and **in that** the cam (2) is divided into several sectors in such a manner that a sector with an angle α 2 serves to fill a cylinder space (10) within the valve tappet (5), the control device (19) actuates the solenoid valve (12) so that its closure is initiated in a sector α 3 of the cam (2), a sector with an angle α 4 has the actual elevation (2b), whilst the solenoid valve (12) is opened again in a sector with an angle α 5, and a cylinder space (10) in the valve tappet (5) is emptied in a sector with an angle α 6.
2. An engine brake according to Claim 1, **characterised in that** the hydraulic rod linkage has a hydraulically acting valve clearance compensator formed from a compensating piston (8) arranged coaxially in the piston (6) of the hydraulic rod linkage (4), the compensating piston (8) being inserted between the piston (6) and the tappet push rod (3), **in that** a cylinder space (15) located between the piston (6) and the compensating piston (8) is connectable to the engine lubrication system via a borehole (14), and in that this borehole (14) is closable via a spring-loaded valve (18).
3. An engine brake according to Claim 1, **characterised in that** the sensor (20) is arranged at the periphery of a toothed ring of a flywheel (23) or opposite a camshaft gearwheel, the sensor (20) being constructed on an inductively acting basis and its voltage pulses being supplied to a control device (19) for reprocessing, and in that the control device (19) operates the solenoid valves (12).
4. An engine brake according to Claim 1, **characterised in that** a second solenoid valve is provided for the successive connection of the exhaust brake.

Revendications

- 5 1. Frein moteur pour des moteurs thermiques à compression d'air, se composant d'une tringlerie hydraulique (4) entre une came (2) et une soupape d'échappement (1), la tringlerie hydraulique étant reliée par une conduite de liaison (11) à une installation de régulation externe en forme d'électrovanne rapide (12) et communiquant avec le circuit d'huile de graissage (13) du moteur pour compenser les fuites d'huile, et le moteur thermique dispose d'un volet d'étranglement dans la tubulure d'échappement qui ferme partiellement la tubulure d'échappement lorsqu'est actionné le frein moteur et/ou qui en même temps avec l'actionnement du frein moteur active l'électrovanne 12, frein moteur caractérisé en ce que l'électrovanne 12 est commandée par au moins un capteur 20, les signaux de ce capteur 20 étant transmis par l'intermédiaire d'un dispositif de commande 19 à la bobine 24 de l'électrovanne 12 de façon que pendant la mise en oeuvre du frein moteur l'électrovanne 12 soit fermée pendant un intervalle déterminé lors du soulèvement du poussoir de soupape 5 par un second bossage 2b de la came 2 au cours de la phase de compression du moteur, l'intervalle étant défini par traitement des signaux du capteur 20 dans le dispositif de commande 19, signaux formés à partir de la position de la came et de la vitesse de rotation de l'arbre à cames, et en ce que la came 2 est subdivisée en plusieurs secteurs de façon qu'un secteur d'angle α_2 corresponde au remplissage d'une chambre de cylindre (10) dans le poussoir de soupape (5), que le dispositif de commande (19) actionne l'électrovanne (12) pour induire sa fermeture dans un secteur α_3 de la came (2), qu'un secteur α_4 possède le bossage (2b) proprement dit pendant lequel un secteur d'angle α_5 ouvre de nouveau l'électrovanne (12) et en un secteur d'angle α_6 pendant lequel la chambre de cylindre (10) du poussoir (5) se vide.
- 10 2. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que la tringlerie hydraulique avec compensation hydraulique du jeu des soupapes se compose d'un piston de compensation (8) prévu coaxialement dans le piston (6) de la tringlerie hydraulique (4), le piston de compensation (8) étant glissé entre le piston (6) et le poussoir (3) et en ce qu'une chambre de cylindre (15) entre le piston (6) et le piston de compensation (8) peut être reliée par un perçage (14) au circuit de graissage du moteur, ce perçage (14) pouvant être fermé par une soupape (18) chargée par un ressort.
- 15 3. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce que le capteur (20) est prévu à la périphérie d'une couronne dentée d'un volant d'inertie (23) ou d'un pignon denté monté sur l'arbre à cames, le capteur (20) travaillant par induction et ses impulsions de tension sont transmises au dispositif de commande (19) pour être traitées, ce dispositif de commande (19) agissant sur l'électrovanne (12).
- 20 4. Frein moteur selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'il est prévu en outre une seconde électrovanne assurant le branchement consécutif du frein d'échappement.
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

Fig.1

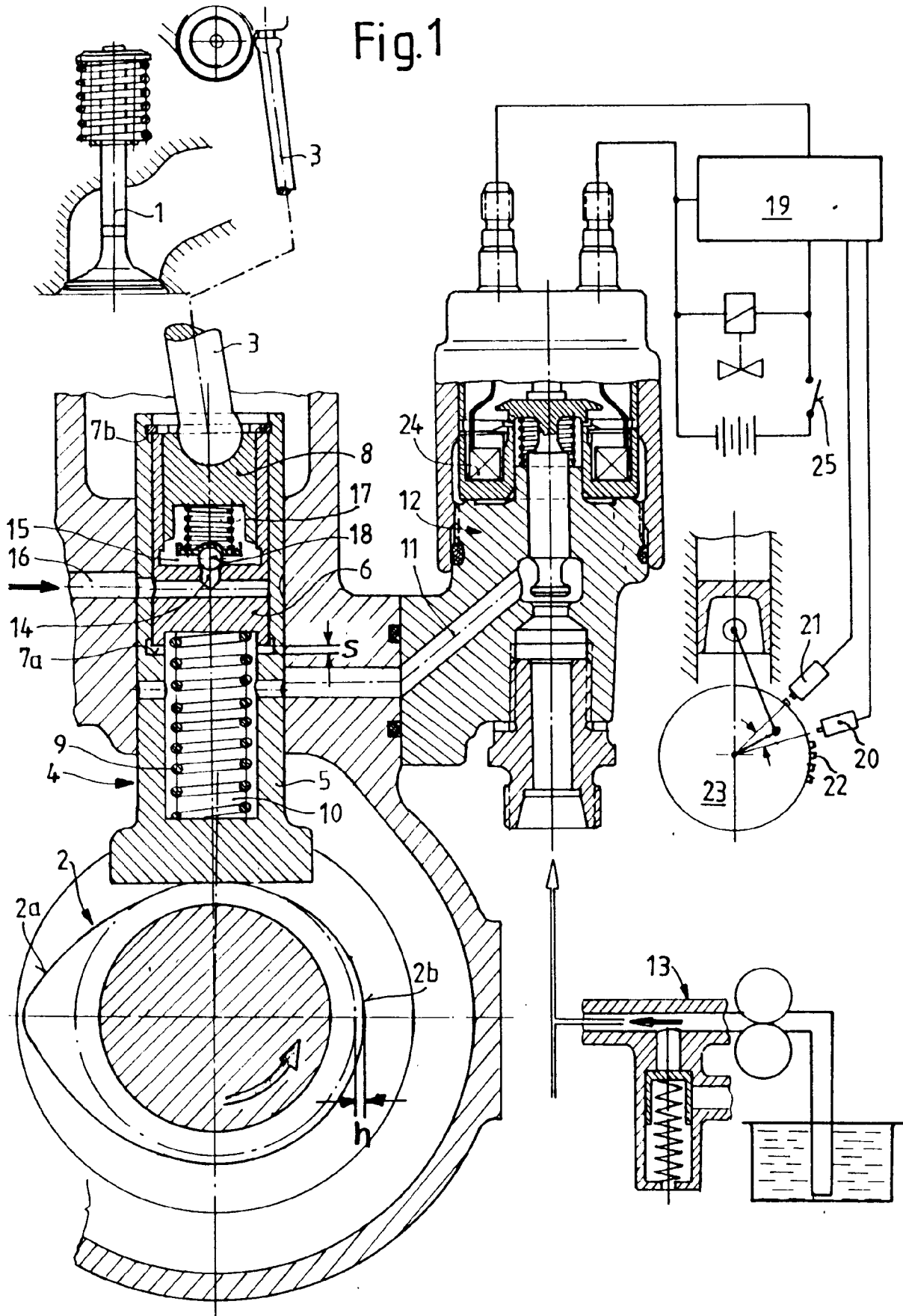


Fig.3

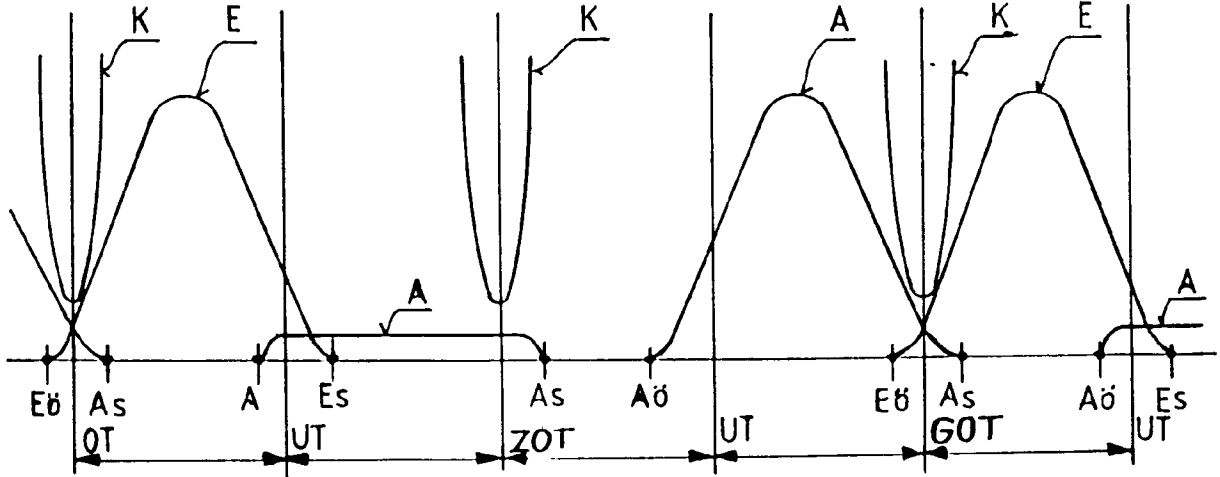


Fig.2

