

(19)



(11)

EP 3 071 805 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.12.2017 Patentblatt 2017/50

(51) Int Cl.:
F01L 9/02 ^(2006.01) **F01L 1/16** ^(2006.01)
F01L 1/20 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **14793777.5**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2014/200539

(22) Anmeldetag: **08.10.2014**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2015/074652 (28.05.2015 Gazette 2015/21)

(54) **HYDRAULISCHER VENTILTRIEB EINES VERBRENNUNGSMOTORS**

HYDRAULIC VALVE TRAIN OF AN INTERNAL COMBUSTION ENGINE

MÉCANISME DE DISTRIBUTION HYDRAULIQUE D'UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **22.11.2013 DE 102013223926**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
28.09.2016 Patentblatt 2016/39

(73) Patentinhaber: **Schaeffler Technologies AG & Co.
KG
91074 Herzogenaurach (DE)**

(72) Erfinder:
• **BEIER, Steve
90596 Schwanstetten (DE)**
• **BÄCHSTÄDT, Arno
91096 Möhrendorf (DE)**
• **THOMANN, Hendrik
91056 Erlangen (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A1- 0 507 521 WO-A1-2010/012864
DE-A1- 4 235 620 DE-A1- 19 941 367
DE-A1-102005 053 607 DE-A1-102009 043 659
DE-A1-102011 004 403 US-A1- 2005 034 691

EP 3 071 805 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine hydraulische Ventilbremse für einen hydraulisch variablen Ventiltrieb eines Verbrennungsmotors. Die hydraulische Ventilbremse umfasst ein Gehäuse mit einer Gehäusewand und einem Gehäuseboden, einen axial im Gehäuse verfahrenen Kolben, dessen eine Stirnseite mit der Gehäusewand und dem Gehäuseboden einen hydraulischen Druckraum begrenzt und dessen andere Stirnseite ein Gaswechselventil betätigt, wobei die Gehäusewand im Bereich des Druckraums von einer oder mehreren Überströmöffnungen durchsetzt ist, deren Öffnungsquerschnitte von einer die druckraumseitige Stirnseite begrenzenden Steuerkante des Kolbens gesteuert werden.

[0002] Die Erfindung betrifft außerdem einen Verbrennungsmotor mit einem hydraulischen Ventiltrieb, der eine derartige hydraulische Ventilbremse aufweist.

Hintergrund der Erfindung

[0003] Ein wesentlicher Bestandteil von hydraulisch variablen Ventiltrieben, die nach dem Lost-Motion-Prinzip arbeiten und bei denen zwischen der Antriebseite, in der Regel dem Nocken einer Nockenwelle, und der Abtriebseite, d.h. dem Gaswechselventil, ein sogenanntes hydraulisches Gestänge mit variabel absteuerbarem Hydraulikvolumen verläuft, ist eine hydraulische Ventilbremse, die die Aufsetzgeschwindigkeit des schließenden Gaswechselventils unabhängig von der Nockenstellung kontrolliert und auf vorgegebene Werte beschränkt, die akustisch und mechanisch akzeptabel sind. Hydraulische Ventiltriebe mit jeweils gattungsgemäßer hydraulischer Ventilbremse sind beispielsweise aus der US 6,550,433 B2 und aus der EP 0 507 521 A1 bekannt. Bei einer derartigen Ventilbremse wird der sich mit schließendem Gaswechselventil verkleinernde Druckraum über eine oder mehrere Überströmöffnungen druckentlastet, die seitlich des Kolbens in der Gehäusewand verlaufen und deren Öffnungsquerschnitte von einer druckraumseitigen Steuerkante des in das Gehäuse einfahrenden Kolbens zunehmend reduziert und gegebenenfalls vollständig verschlossen werden.

[0004] Da die Bauteile der hydraulischen Ventilbremse wirtschaftlich nicht mit beliebig hoher Präzision herstellbar sind, verbleiben Bauteiltoleranzen, die unterschiedliche Bremscharakteristiken sogar innerhalb eines einzigen Fertigungsloses zur Folge haben. Der Ladungswechsel mit Gaswechselventilen, die in demselben Betriebspunkt mit voneinander verschiedenen Hubverläufen zu unterschiedlichen Kurbelwinkeln bezüglich der Kolbentotpunkte schließen, beeinträchtigt jedoch das Leistungs- und Emissionsverhalten des Verbrennungsmotors.

Aufgabe der Erfindung

[0005] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe

zugrunde, mit einfachen konstruktiven Mitteln Voraussetzungen für ein verbessertes Betriebsverhalten eines Verbrennungsmotors mit hydraulischem Ventiltrieb und einer hydraulischen Ventilbremse der eingangs genannten Art zu schaffen.

Zusammenfassung der Erfindung

[0006] Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, dass der Axialabstand der Steuerkante des vollständig im Gehäuse eingefahrenen Kolbens zum Gehäuseboden mittels eines Distanzstücks vorbestimmter Dicke eingestellt ist. Durch diese Einstellung werden die Auswirkungen der Bauteiltoleranzen, die die Bremscharakteristik der Ventilbremse maßgeblich beeinflussen, deutlich reduziert und idealerweise eliminiert. Denn kurz vor dem Aufsetzen des Gaswechselventils ist dessen Verzögerungsverlauf bei konstanter Hydraulikmittelviskosität in hohem Maße vom Verlauf der Überdeckung der durch die Kolbensteuerkante gesteuerten Öffnungsquerschnitte in der Gehäusewand abhängig. Der in einem Referenzpunkt, d.h. bei vollständig im Gehäuse eingefahrenem Kolben eingestellte Axialabstand zwischen der Kolbensteuerkante und dem Gehäuseboden (oder einem relativ zum Gehäuseboden festen Gehäuseteil) bewirkt nun eine der vorbestimmten Dicke des Distanzstücks entsprechende Verlagerung des Überdeckungsverlaufs dahingehend, dass die hydraulischen Ventilbremsen sämtlich oder in Chargen den gleichen oder einen ausreichend ähnlichen Verzögerungsverlauf aufweisen.

[0007] Erfindungsgemäß eingestellte Ventilbremsen eignen sich nicht nur für Ventiltriebe mit (automatisch) hydraulischem Ventilspielausgleich, sondern auch für Ventiltriebe mit (manuell) mechanischem Ventilspielausgleich, wobei in letzterem Fall insbesondere Großmotore mit hydraulisch variablem Ventiltrieb im Fokus stehen. Bei der mechanischen Ventilspieleinstellung hat der Überdeckungsverlauf von Kolbensteuerkante und Öffnungsquerschnitt(en) lediglich einen Offset um das (gleichmäßig eingestellte) Ventilspiel. Denn in diesem Fall sind der Kolben und der für den Axialabstand maßgebliche Gehäuseboden um das Ventilspiel beabstandet, wenn das Gaswechselventil schließt.

[0008] Die Einstellung des Axialabstands zwischen der Kolbensteuerkante und dem Gehäuseboden kann auf diverse Arten erfolgen. Insbesondere ist eine Einstellung in diskreten Dickenabstufungen des Distanzstücks vorgesehen, wobei die jeweilige Dicke als Ergebnis einer vorangegangenen Prüfung oder Messung des Verzögerungsverlaufs der uneingestellten Ventilbremse vorbestimmt wird und dementsprechend das Distanzstück einer Gruppensortierung entnommen und mit der Ventilbremse gepaart wird. Das Distanzstück kann dann entweder fest mit dem Gehäuse oder fest mit dem Kolben gefügt werden. Das Distanzstück bewirkt im Weg-Zeit-Verlauf des in die Ventilbremse einfahrenden Kolbens, dass die Querschnitte der Überströmöffnungen erst bei größerem Kolbenweg von der Kolbensteuerkante über-

deckt werden. Hierdurch wird die Ventilbremse sozusagen "schneller". Der Begriff "das Distanzstück" ist nicht notwendigerweise auf ein einziges Teil beschränkt, sondern kann auch eine Gruppe von zwei oder mehr Teilen umfassen, die dann als Stapel mit der vorbestimmten Dicke aufsummiert sind. Aufgrund der vielfältigen Kombinationsmöglichkeiten kann in diesem Fall die Gruppensortierung auf wenige Einzeldicken und im Grenzfall auf eine einzige Dicke beschränkt werden.

[0009] In einer alternativen Ausführung kann das Distanzstück auch als nicht-separates Teil einstückig als Vorsprung des Kolbens an dessen druckraumseitiger Stirnseite oder als Vorsprung des Gehäuses an dessen Gehäuseboden ausgebildet sein. Der Axialabstand kann dann durch Bearbeitung der Vorsprungdicke eingestellt werden. Gegenüber dem vorgenannten Ausführungsbeispiel mit gefügtem Distanzstück bewirkt eine Verkürzung des Vorsprungs um die vorbestimmte Dicke, dass im Weg-Zeit-Verlauf die Öffnungsquerschnitte bereits bei kleinerem Kolbenweg von der Kolbensteuerecke überdeckt werden und dass dementsprechend die Ventilbremse sozusagen "langsamer" wird.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0010] Weitere Merkmale der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung und aus den Zeichnungen, in denen die Erfindung grundsätzlich und anhand einer beispielhaft ausgeführten Ventilbremse erläutert ist. Soweit nicht anders erwähnt, sind dabei gleiche oder funktionsgleiche Merkmale oder Bauteile mit gleichen Bezugszahlen versehen. Es zeigen:

- Figur 1 eine schematische Darstellung eines hydraulisch variablen Ventiltriebs gemäß Stand der Technik;
- Figur 2 eine schematische Darstellung eines hydraulischen Ventiltriebs mit mechanischem Ventilspielausgleich und erfindungsgemäßer Ventilbremse;
- Figuren 3 die uneingestellte Ventilbremse gemäß Figur 2 in verschiedenen Kolbenpositionen bei der Basisvermessung der Bremscharakteristik;
- Figur 4 eine Prinzipschema für die maßliche Vorbestimmung und Zuordnung eines Distanzstücks;
- Figur 5 die Ventilbremse gemäß den Figuren 2 und 3 in vergrößerter Darstellung;
- Figur 6 ein vereinfachtes Schema für die Prüfung der eingestellten Ventilbremse;
- Figur 7 im Längsschnitt die montierte Ventilbremse

in konstruktiver Ausführung;

Figur 8 das Gehäuse gemäß Figur 7 als Einzelteil im Längsschnitt;

Figur 9 das Detail Z gemäß Figur 7

Ausführliche Beschreibung der Zeichnungen

[0011] Figur 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau eines bekannten hydraulischen Ventiltriebs zur hubvariablen Betätigung eines von einer Ventiltfeder 1 in Schließrichtung kraftbeaufschlagten Gaswechselventils 2 im Zylinderkopf 3 eines Verbrennungsmotors. Dargestellt sind folgende Komponenten:

- ein vom Nocken 4 einer Nockenwelle angetriebener Geberkolben 5,
- ein das Gaswechselventil betätigender Nehmerkolben 6',
- ein elektromagnetisches 2-2-Wege-Hydraulikventil 7,
- ein vom Geberkolben und vom Nehmerkolben begrenzter Hochdruckraum 8, aus dem bei geöffnetem Hydraulikventil Hydraulikmittel in einen Mitteldruckraum 9 abströmen kann,
- ein an den Mitteldruckraum angeschlossener Kolbendruckspeicher 10,
- ein in Richtung des Mitteldruckraums öffnendes Rückschlagventil 11, über das der Mitteldruckraum an den Schmiermittelkreislauf des Verbrennungsmotors angeschlossen ist,
- und ein als Hydraulikmittelreservoir dienender Niederdruckraum 12, der über eine Drossel 13 mit dem Mitteldruckraum verbunden ist und dessen Inhalt beim Startvorgang des Verbrennungsmotors sofort verfügbar ist.

[0012] Die Variabilität des Ventilhubs wird dadurch erzeugt, dass der Hochdruckraum 8 zwischen dem Geberkolben 5 und dem Nehmerkolben 6' als sogenanntes hydraulisches Gestänge wirkt, wobei das - bei Vernachlässigung von Leckagen - proportional zum Hub des Nockens 4 vom Geberkolben verdrängte Hydraulikvolumen in Abhängigkeit des Öffnungszeitpunkts und der Öffnungsdauer des Hydraulikventils 7 in ein erstes, den Nehmerkolben beaufschlagendes Teilvolumen und in ein zweites, in den Mitteldruckraum 9 einschließlich Kolbendruckspeicher 10 und in den Niederdruckraum 12 abströmendes Teilvolumen aufgesplittet wird. Durch die so entkoppelte Bewegung des Gaswechselventils 2 von der Bewegung des Nockens sind die Hubübertragung des Geberkolbens auf den Nehmerkolben und mithin nicht nur die Steuerzeiten, sondern auch die Hubhöhe des Gaswechselventils innerhalb der Erhebung des Nockens vollvariabel einstellbar.

[0013] Der Nehmerkolben 6' ist mit einer hydraulischen Ventilbremse 14' ausgestattet, die die von der Be-

wegung des Nockens 4 entkoppelte Aufsetzgeschwindigkeit des schließenden Gaswechselventils 2 auf ein mechanisch und akustisch akzeptables Niveau reduziert. In der dargestellten Prinzipausführung ist die Ventilbremse ein Drosselspalt, der während der finalen Schließphase des Gaswechselventils durch die Überdeckung eines zylindrischen Vorsprungs 15 an der druckraumseitigen Stirnseite des Nehmerkolbens mit einer Überströmöffnung 16 gebildet wird, die konzentrisch zu der den Nehmerkolben lagernden Gehäusewand 17 verläuft.

[0014] Figur 2 zeigt die Nehmerseite eines hydraulisch variablen Ventiltriebs eines Großmotors, dessen Gaswechselventile 2 über Kipphebel 18 mit mechanischem Ventilspielausgleich betätigt werden. Die stark schematisierte Darstellung ist bezüglich des Ventiltriebs auf die hydraulische Ventilbremse 14 mit Gehäuse 19 und Nehmerkolben, nachfolgend kurz als Kolben 6 bezeichnet, reduziert. Das mit einer Gehäusewand 17 und einem Gehäuseboden 20 hohlzylindrische Gehäuse dient zur Führung des darin axial verfahrenen Kolbens, dessen eine Stirnseite mit der Gehäusewand und dem Gehäuseboden einen hydraulischen Druckraum 21 begrenzt. Die andere Stirnseite des Kolbens betätigt das Gaswechselventil 2 mittels der mechanischen Ventilspielausgleichsvorrichtung in Form einer Ventilspieleinstellschraube 22 im Kipphebel.

[0015] In der Gehäusewand 17 verlaufen Überströmöffnungen 23 und 24, über die der Druckraum 21 mit dem hier nicht dargestellten geberseitigen Hydrauliksystem kommuniziert (siehe Figur 1). Die Überströmöffnung 23 dient mit einem relativ großen Öffnungsquerschnitt als Hauptstromöffnung, über die bei aus- und einfahrendem Kolben 6 ein möglichst drosselarmer Volumenstrom in den bzw. aus dem Druckraum gelangt. Die Überströmöffnung 24 bildet mit einem relativ kleinen Öffnungsquerschnitt eine Drosselstromöffnung, über die sich der Druckraum in der finalen Schließphase des Gaswechselventils 2 nur unter signifikanter Verzögerung des einfahrenden Kolbens entlasten kann. Die Steuerung der Öffnungsquerschnitte erfolgt über eine Steuerkante 25 des Kolbens, die in der vereinfachten Darstellung durch die Umlaukante zwischen dem Außenmantel des Kolbens und dessen druckraumseitiger Stirnseite gebildet ist.

[0016] Die Darstellung zeigt den Kolben 6 in vollständig im Gehäuse 19 eingefahrener Position, in der sich der Kolben während der Ventilspieleinstellung auf das zwischen der Einstellschraube 22 und der ventileitigen Stirnseite des Kolbens gemessene Ventilspiel L befindet. Im Betriebszustand des Verbrennungsmotors hingegen ist das Ventilspiel größtenteils oder vollständig zur druckraumseitigen Stirnseite hin verlagert. Der Axialabstand zwischen der Kolbensteuerkante 25 und dem Gehäuseboden 20 ist erfindungsgemäß mittels eines Distanzstücks 26 eingestellt, das den Verzögerungsverlauf des in das Gehäuse einfahrenden Kolbens so beeinflusst, dass sämtliche Ventilbremsen des Verbrennungsmotors

im wesentlichen dieselbe Bremscharakteristik aufweisen und dass dementsprechend sämtliche Gaswechselventile 2 des Verbrennungsmotors mit etwa dem gleichen Hubverlauf schließen.

[0017] Die für den einzustellenden Axialabstand h erforderliche Bestimmung der Distanzstückdicke d erfolgt wie nachfolgend anhand der schematischen Figuren 3 bis 6 erläutert. Die Figuren 3a-c zeigen die (noch) uneingestellte hydraulische Ventilbremse 14 mit drei unterschiedlichen Einfahrpositionen des Kolbens 6 während der Basisvermessung des Bewegungsverlaufs $s(t)$. Bei dieser unter Öl erfolgenden Messung wird der zeitliche Hubverlauf des mit einer definierten Kraft beaufschlagten Kolbens bis zum Erreichen des Gehäusebodens 20 erfasst. Die Messung beginnt beim Hub $s=m$ und endet bei $s=0$, wenn der Kolben auf dem Gehäuseboden aufsetzt.

[0018] Das Messergebnis ist in Figur 4 anhand der Kurve mit dicker Strichstärke sehr vereinfacht dargestellt. Der obere Zweig der Kurve mit großem Gradienten, d.h. mit vergleichsweise hoher Schließgeschwindigkeit des Gaswechselventils 2 korrespondiert mit der Kolbenstellung in Figur 3a soweit, bis sich der Druckraum 21 noch weitgehend ungedrosselt über die Hauptstromöffnung 23 entlasten kann. Der nachfolgende Zweig der Kurve mit mittlerem Gradienten, d.h. mit vergleichsweise mittlerer Schließgeschwindigkeit korrespondiert mit der Kolbenstellung in Figur 3b, wobei die Kolbensteuerkante 25 die Hauptstromöffnung bereits vollständig überdeckt und die Druckentlastung hauptsächlich nur noch über die Drosselstromöffnung 24 erfolgt. Der untere Kurvenzweig mit kleinem Gradienten, d.h. mit niedriger Schließgeschwindigkeit korrespondiert mit der Kolbenstellung in Figur 3c, wobei die Kolbensteuerkante sowohl die Hauptstromöffnung als auch die Drosselstromöffnung vollständig überdeckt und die Druckentlastung nur noch über Leckspalte und ggfls. weitere, hier nicht eingezeichnete Drosselstromöffnungen im Gehäuseboden 20 erfolgt.

[0019] Die Vorbestimmung der Distanzstückdicke d , die in der schematischen Darstellung gemäß Figur 5 mit dem Axialabstand h identisch ist, erfolgt nun mittels der in Figur 4 mit dünner Strichstärke eingezeichneten Referenzkurven. Diese repräsentieren unterschiedlich "schnelle" Ventilbremsen, die in der Figur von links nach rechts für den Messweg $s=m$ zunehmend mehr Zeit benötigen und in dieser Richtung folglich "langsamer" werden. Jeder Referenzkurve ist ein Distanzstück 26 mit individueller Dicke d zugeordnet, wobei die Referenzkurven von links nach rechts zunehmenden Dicken entsprechen. Diejenige Referenzkurve mit der größten Übereinstimmung mit dem zuvor gemessenen Bewegungsverlauf der Ventilbremse 14 (Kurve mit dicker Strichstärke) bestimmt die individuelle Dicke bei dieser Ventilbremse und somit die Auswahl eines damit zu paarenden Distanzstücks mit dieser Dicke aus einer Gruppensortierung. Dabei stimmt die Messkurve einer relativ "langsamen" Ventilbremse eher mit einer der rechten Referenzkurven überein, so dass dieser Ventilbremse ein Distanzstück mit einer größeren Dicke zugeordnet wird als einer

relativ "schnellen" Ventilbremse, die eher mit einer der linken Referenzkurven übereinstimmt und deren Bewegungsverlauf bereits näher an der Solleinstellung liegt.

[0020] Figur 5 zeigt die Ventilbremse 14 mit dem so zusortierten und montierten Distanzstück 26, mittels dem der Axialabstand h zwischen der Kolbensteuerkante 25 und dem Gehäuseboden 20 um die vorbestimmte Dicke d gegenüber der uneingestellten Ventilbremse versetzt eingestellt ist. In einer erneuten Weg-Zeit-Messung kann bei unverändertem Messweg $s=m$ überprüft werden, ob gemäß Figur 6 die Einstellung der Bremscharakteristik (Kurve mit dicker Strichstärke) innerhalb eines Soll-Bewegungsverlaufs liegt, wie er durch eine "langsame" Grenzkurve (Kurve mit dünner Strichstärke rechts) und eine "schnelle" Grenzkurve (Kurve mit dünner Strichstärke links) vorgegeben ist.

[0021] Die Figuren 7 bis 9 zeigen verschiedene Ansichten eines auskonstruierten Beispiels einer erfindungsgemäßen hydraulischen Ventilbremse 14, die entsprechend Figur 2 mittels eines Kipphebels 18 ein Gaswechselventil 2 eines Großmotors mit mechanischer Ventilspeleinstellung betätigt. Das mittels eines Außengewindes 27 im Zylinderkopf 3 des Verbrennungsmotors eingeschraubte Gehäuse 19 der Ventilbremse umfasst eine rohrförmige Gehäusewand 17 und einen damit seitens des Druckraums 21 gefügten Gehäuseboden 20, der durch eine Ventilaufnahme 28 mit einem darin eingesetzten Rückschlagventil 29 gebildet ist. Der axial im Gehäuse verfahrenende und zu Transportzwecken mittels eines Sprenglings 30 gegen vollständiges Ausfahren gesicherte Kolben 6 ist mit einem die gaswechselventilseitige Stirnseite bildenden Kolbenboden 31 hohlzylindrisch. Die druckraumseitige Stirnseite des Kolbens ist mit einer Ausnehmung 32 in Form einer Ansenkung versehen, in der eine als Distanzstück 26 dienende Einstellscheibe mit vorbestimmter Dicke d mittels eines Längspressverbands befestigt ist. Eine den Kolbenboden durchsetzende Bohrung 33 dient als Entlüftung und - im Falle eines leckagebehafteten Längspressverbands - als Druckentlastung des Kolbeninneren.

[0022] Die Gehäusewand 17 ist von jeweils vier Hauptstromöffnungen 23 und Drosselstromöffnungen 24 in Form von Bohrungen durchsetzt, über die der Druckraum 21 - wie oben erläutert - mit dem hier nicht dargestellten geberseitigen Hydrauliksystem kommuniziert. Die Hauptstromöffnungen verlaufen in einer ersten Querebene und die deutlich kleineren Drosselstromöffnungen verlaufen in einer zweiten Querebene, die zur ersten Querebene in Einfahrrichtung des Kolbens 6 versetzt ist.

[0023] Die Ventilaufnahme 28 umfasst einen äußeren Ringkragen 34, der in einer Ansenkung 35 der Gehäusewand 17 druckmitteldicht eingesetzt und mittels der Verschraubung 27 gegen eine Schulter 36 im Zylinderkopf 3 verspannt ist, und einen gegenüber dem Ringkragen in Richtung der Ausnehmung 32 vorspringenden Hohlzylinderabschnitt 37. Das Rückschlagventil 29 umfasst einen ebenfalls druckmitteldicht in der Ventilaufnahme 28 eingesetzten Ventilträger 38 und eine darin

gegen einen Ventilsitz 39 federbelastet aufgenommene Ventilkugel 40. Diese öffnet in Richtung des Druckraums 21 und steuert eine weitere Überströmöffnung 41, über die der Druckraum ebenfalls mit dem geberseitigen Hydrauliksystem kommuniziert, um das Ausfahren des Kolbens 6 beim Öffnen des Gaswechselventils 2 zu initialisieren. Bei vollständig auf der Ventilaufnahme aufliegender Einstellscheibe 26 erfolgt der Hydraulikmittelübertritt in den Druckraum initial über Sicken 42 auf der Ringstirnseite 43 des Hohlzylinderabschnitts.

[0024] Die Öffnungsquerschnitte der Haupt- und Drosselstromöffnungen 23 bzw. 24 werden von der Steuerkante 25 des darüber hinweg verfahrenen Kolbens 6 gesteuert und sind sowohl in der dargestellten, vollständig eingefahrenen Kolbenposition als auch in der um das eingestellte Ventilspiel L gemäß Figur 2 ausgefahrenen Kolbenposition sämtlich verschlossen. Um die finale Einfahrbewegung des Kolbens nicht zu stark zu verzögern, ist der Ringkragen 34 von einer permanent offenen, weiteren Drosselstromöffnung 44 durchsetzt, deren hydraulischer Widerstand letztendlich die Aufsetzgeschwindigkeit des Gaswechselventils 2 bestimmt.

[0025] Da bei vollständig im Gehäuse 19 eingefahrenem Kolben 6 die Einstellscheibe 26 auf der Ringstirnseite 43 aufliegt, ist in diesem Fall der für den eingestellten Axialabstand h zwischen der Steuerkante 25 des vollständig im Gehäuse 19 eingefahrenen Kolbens 6 und dem Gehäuseboden 20 maßgebliche Bezug nicht der Ringkragen 34, sondern die Ringstirnseite, die wie der Ringkragen fester Teil der Ventilaufnahme 28 ist. Dementsprechend wird die uneingestellte Ventilbremse 14 mit einer - nicht dargestellten - Dummy-Einstellscheibe bekannter Dicke versehen, so dass bei der oben erläuterten Basisvermessung (siehe Figuren 3a-c) der Kolben mit der Dummy-Einstellscheibe auf der Ringstirnseite und nicht auf dem Ringkragen der Ventilaufnahme aufsetzt. Die nach der Basisvermessung zu demontierende Dummy-Einstellscheibe kann erforderlichenfalls mit einem umfänglichen O-Ring versehen sein, der einerseits die Dummy-Einstellscheibe leicht demontierbar in der Ausnehmung 32 haltet und andererseits den Druckraum 21 gegenüber der Entlüftungsbohrung 33 abdichtet.

[0026] In Analogie zu den Figuren 3 bis 6 wird anschließend der Axialabstand h durch die Dicke d der Einstellscheibe 26 so eingestellt, dass sämtliche hydraulische Ventilbremsen 14 des Verbrennungsmotors im wesentlichen die gleiche Bremscharakteristik besitzen und dass dementsprechend sämtliche Gaswechselventile 2 weitestgehend gleichmäßig innerhalb eines sehr kleinen Kurbelwinkelbereichs schließen. Anders als in Figur 4 mit acht Referenzkurven sind in dem hier dargestellten Ausführungsbeispiel Einstellscheiben 26 mit fünf verschiedenen Dicken in jeweils 0,1 mm Abstufung vorgesehen.

[0027] In den Figuren 7 und 9 ist das Distanzstück 26 an dessen Außenmantel 45 im Innenmantel 46 der Ausnehmung 32 des Kolbens 6 eingepresst. Um das Risiko einer damit einhergehenden, unzulässigen Aufdehnung

des in der Gehäusewand 17 eng geführten Kolbens 6 zu vermeiden, können (nicht dargestellte) Alternativbefestigungen vorgesehen sein. Beispielsweise kann das Distanzstück mit einer zentralen Bohrung versehen sein, die zum einen auf einem zapfenartigen Vorsprung des dann massiven Kolbens aufgedrückt ist oder durch die zum anderen ein Stift oder eine Schraube geführt ist, der bzw. die das Distanzstück mit dem Kolben fügt.

Liste der Bezugszahlen

[0028]

1	Ventilfeder	
2	Gaswechselventil	15
3	Zylinderkopf	
4	Nocken	
5	Geberkolben	5
6	Nehmerkolben / Kolben	
7	Hydraulikventil	20
8	Hochdruckraum	
9	Mitteldruckraum	
10	Kolbendruckspeicher	10
11	Rückschlagventil	
12	Niederdruckraum	25
13	Drossel	
14	hydraulische Ventildremse	
15	zylindrischer Vorsprung	
16	Überströmöffnung	
17	Gehäusewand	30
18	Kipphebel	
19	Gehäuse	
20	Gehäuseboden	
21	Druckraum	
22	Ventilspieleinstellschraube / mechanische Ventilspieleinstellvorrichtung	35
23	Überströmöffnung / Hauptstromöffnung	
24	Überströmöffnung / Drosselstromöffnung	
25	Kolbensteuerkante	
26	Distanzstück / Einstellscheibe	40
27	Außengewinde / Verschraubung	
28	Ventilaufnahme	
29	Rückschlagventil	
30	Sprengring	
31	Kolbenboden	45
32	Ausnehmung im Kolben	
33	Entlüftungsbohrung	
34	Ringkragen	
35	Ansenkung in Gehäusewand	
36	Schulter im Zylinderkopf	50
37	Hohlzylinderabschnitt	
38	Ventilträger	
39	Ventilsitz	

Patentansprüche

1. Hydraulische Ventildremse (14) für einen hydrau-

lisch variablen Ventiltrieb eines Verbrennungsmotors, umfassend ein Gehäuse (19) mit einer Gehäusewand (17) und einem Gehäuseboden (20), einen axial im Gehäuse (19) verfahrenen Kolben (6), dessen eine Stirnseite mit der Gehäusewand (17) und dem Gehäuseboden (20) einen hydraulischen Druckraum (21) begrenzt und dessen andere Stirnseite ein Gaswechselventil (2) betätigt, wobei die Gehäusewand (17) im Bereich des Druckraums (21) von einer oder mehreren Überströmöffnungen (23, 24) durchsetzt ist, deren Öffnungsquerschnitte von einer die druckraumseitige Stirnseite begrenzenden Steuerkante (25) des Kolbens (6) gesteuert werden, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Axialabstand (h) der Steuerkante (25) des vollständig im Gehäuse (19) eingefahrenen Kolbens (6) zum Gehäuseboden (20) mittels eines Distanzstücks (26) eingestellt ist, das als separates Teil mit vorbestimmter Dicke (d) ausgebildet ist.

2. Hydraulische Ventildremse nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (6) an der druckraumseitigen Stirnseite mit einer hohlzylindrischen Ausnehmung (32) versehen ist und dass das Distanzstück (26) eine darin befestigte Einstellscheibe ist, mittels deren Scheibendicke (d) der Axialabstand (h) eingestellt ist.

3. Hydraulische Ventildremse nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Einstellscheibe (26) in der Ausnehmung (32) des Kolbens (6) eingepresst ist.

4. Hydraulische Ventildremse nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Gehäuseboden (20) durch eine in der Gehäusewand (17) druckmitteldicht eingesetzte Ventilaufnahme (28) mit einer weiteren Überströmöffnung (41) und durch ein zum Druckraum (21) hin öffnendes Rückschlagventil (29) gebildet ist, das die weitere Überströmöffnung (41) steuert.

5. Hydraulische Ventildremse nach Anspruch 4, soweit auf Anspruch 2 rückbezogen, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ventilaufnahme (28) mit einem Ringkragen (34) in einer Ansenkung (35) der Gehäusewand (17) eingesetzt ist und einen gegenüber dem Ringkragen (34) in Richtung der Ausnehmung (32) des Kolbens (6) vorspringenden Hohlzylinderabschnitt (37) aufweist, wobei der Axialabstand (h) der Kolbensteuerkante (25) zur Ringstirnseite (43) des Hohlzylinderabschnitts (37) eingestellt ist.

6. Verbrennungsmotor umfassend einen hydraulischen Ventiltrieb, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Ventiltrieb mit einer hydraulischen Ventildremse (14) nach einem der vorgenannten Ansprüche und mit einer mechanischen Einstellvorrichtung (22) des

Ventilspiels (L) zwischen der ventilseitigen Stirnfläche des Kolbens (6) und dem Gaswechselventil (2) versehen ist.

7. Verfahren zur Einstellung einer hydraulischen Ventilbremse (14) nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 mit den Verfahrensschritten:

- Prüfen oder Messen des zeitlichen Hubverlaufs $s(t)$ der uneingestellten Ventilbremse (14) unter Öl derart, dass der zeitliche Bewegungsverlauf $s(t)$ des mit einer definierten Kraft beaufschlagten Kolbens (6) beginnend mit dem Hub $s=m$ und endend mit $s=0$ erfasst wird, wobei der Kolben (6) bei $s=0$ auf dem Gehäuseboden (20) aufsetzt,
- Vorbestimmen der Dicke (d) eines Distanzstücks (26), wobei unterschiedlich schnelle Ventilbremsen repräsentierenden Referenzkurven jeweils ein Distanzstück (26) mit individueller Dicke (d) zugeordnet ist und die Referenzkurve mit der größten Übereinstimmung mit dem zuvor erfassten Bewegungsverlauf $s(t)$ der Ventilbremse (14) die Dicke (d) des mit dieser Ventilbremse (14) zu paarenden Distanzstücks (26) bestimmt,
- Paaren des Distanzstücks (26) vorbestimmter Dicke (d) mit der Ventilbremse (14), wobei der Axialabstand (h) der Steuerkante (25) des vollständig im Gehäuse (19) eingefahrenen Kolbens (6) zum Gehäuseboden (20) mittels des Distanzstücks (26) eingestellt wird.

8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** in einer erneuten Weg-Zeit-Messung bei unverändertem Messweg $s=m$ überprüft wird, ob die Bremscharakteristik der eingestellten Ventilbremse (14) innerhalb eines Soll-Bewegungsverlaufs liegt, der durch eine Grenzkurve einer langsamen Ventilbremse und eine Grenzkurve einer schnellen Ventilbremse vorgegeben ist.

9. Verfahren nach Anspruch 7 oder 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Distanzstück (26) vorbestimmter Dicke (d) einer Gruppensortierung entnommen und entweder fest mit dem Kolben (6) oder fest mit dem Gehäuse (19) gefügt wird.

Claims

1. Hydraulic valve brake (14) for a hydraulically variable valve train of an internal combustion engine, comprising a housing (19) with a housing wall (17) and a housing bottom (20), a piston (6) which moves axially in the housing (19), the one end side of which piston (6) delimits a hydraulic pressure space (21) with the housing wall (17) and the housing bottom

(20), and the other end side of which piston (6) actuates a gas exchange valve (2), the housing wall (17) being penetrated in the region of the pressure space (21) by one or more overflow openings (23, 24), the opening cross sections of which are controlled by a control edge (25) of the piston (6), which control edge (25) delimits the pressure space-side end side, **characterized in that** the axial spacing (h) of the control edge (25) of the piston (6) which is retracted completely into the housing (19) from the housing bottom (20) is set by means of a spacer piece (26) which is configured as a separate part with a predefined thickness (d).

2. Hydraulic valve brake according to Claim 1, **characterized in that** the piston (6) is provided with a hollow-cylindrical recess (32) on the pressure space-side end side, and **in that** the spacer piece (26) is an adjustment disc which is fastened therein and by means of the disc thickness (d) of which the axial spacing (h) is set.

3. Hydraulic valve brake according to Claim 2, **characterized in that** the adjustment disc (26) is pressed into the recess (32) of the piston (6).

4. Hydraulic valve brake according to one of the preceding claims, **characterized in that** the housing bottom (20) is formed by a valve receptacle (28) which is inserted in the housing wall (17) in a sealed manner with respect to the pressure medium and has a further overflow opening (41), and by a check valve (29) which opens towards the pressure space (21) and controls the further overflow opening (41).

5. Hydraulic valve brake according to Claim 4, in so far as it refers back to Claim 2, **characterized in that** the valve receptacle (28) is inserted with an annular collar (34) in a countersunk depression (35) of the housing wall (17), and has a hollow-cylindrical section (37) which projects with respect to the annular collar (34) in the direction of the recess (32) of the piston (6), the axial spacing (h) of the piston control edge (25) from the annular end side (43) of the hollow-cylindrical section (37) being set.

6. Internal combustion engine comprising a hydraulic valve train, **characterized in that** the valve train is provided with a hydraulic valve brake (14) according to one of the preceding claims and with a mechanical setting apparatus (22) for the valve clearance (L) between the valve-side end face of the piston (6) and the gas exchange valve (2).

7. Method for setting a hydraulic valve brake (14) according to the precharacterizing clause of Claim 1 having the method steps:

- testing or measuring of the temporal stroke profile $s(t)$ of the non-set valve brake (14) under oil in such a way that the temporal movement profile $s(t)$ of the piston (6) which is loaded with a defined force is detected starting at the stroke $s = m$ and ending at $s = 0$, the piston (6) sitting on the housing bottom (20) at $s = 0$,
 - predetermining of the thickness (d) of a spacer piece (26), reference curves which represent valve brakes of different speeds being assigned in each case one spacer piece (26) with an individual thickness (d), and the reference curve with the greatest conformity with the previously detected movement profile $s(t)$ of the valve brake (14) determining the thickness (d) of the spacer piece (26) which is to be paired with the said valve brake (14),
 - pairing of the spacer piece (26) of predefined thickness (d) with the valve brake (14), the axial spacing (h) of the control edge (25) of the piston (6) which is retracted completely in the housing (19) from the housing bottom (20) being set by means of the spacer piece (26).
8. Method according to Claim 7, **characterized in that** a check is made in a renewed travel/time measurement with an unchanged measurement travel $s = m$ as to whether the braking characteristic of the set valve brake (14) lies within a setpoint movement profile which is defined by a limit curve of a slow valve brake and a limit curve of a fast valve brake.
9. Method according to Claim 7 or 8, **characterized in that** the spacer piece (26) of predefined thickness (d) is removed from a sorted group and is joined either fixedly to the piston (6) or fixedly to the housing (19).

Revendications

1. Frein de soupape hydraulique (14) pour un mécanisme de distribution hydraulique variable d'un moteur à combustion interne, comprenant un boîtier (19) avec une paroi de boîtier (17) et un fond de boîtier (20), un piston (6) se déplaçant axialement dans le boîtier (19), dont une face frontale délimite avec la paroi de boîtier (17) et le fond de boîtier (20) une chambre de pression hydraulique (21) et dont l'autre face frontale actionne une soupape de changement des gaz (2), dans lequel la paroi de boîtier (17) est traversée dans la région de la chambre de pression (21) par une ou plusieurs ouvertures de débordement (23, 24), dont les sections transversales d'ouverture sont commandées par une arête de commande (25) du piston (6) limitant la face frontale côté chambre de pression, **caractérisé en ce que** la distance axiale (h) de l'arête de commande (25) du piston (6) entièrement rentré dans le boîtier (19) au fond de boîtier (20) est réglée au moyen d'une pièce d'écartement (26), qui est réalisée sous la forme d'une pièce séparée d'épaisseur prédéterminée (d).
2. Frein de soupape hydraulique selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le piston (6) est doté d'un évidement cylindrique creux (32) sur le côté frontal côté chambre de pression et **en ce que** la pièce d'écartement (26) est un disque de réglage fixé dans celui-ci, dont l'épaisseur de disque (d) permet de régler la distance axiale (h).
3. Frein de soupape hydraulique selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** le disque de réglage (26) est enchâssé dans l'évidement (32) du piston (6).
4. Frein de soupape hydraulique selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le fond de boîtier (20) est formé par un logement de soupape (28) inséré de façon étanche au fluide sous pression dans la paroi de boîtier (17) avec une autre ouverture de débordement (41) et par un clapet anti-retour (29) s'ouvrant vers la chambre de pression (21), qui commande l'autre ouverture de débordement (41).
5. Frein de soupape hydraulique selon la revendication 4, dans la mesure où elle est rattachée à la revendication 2, **caractérisé en ce que** le logement de soupape (28) est introduit avec un collet annulaire (34) dans un creux (35) de la paroi de boîtier (17) et présente une partie cylindrique creuse (37) saillante en direction de l'évidement (32) du piston (6) par rapport au collet annulaire (34), dans lequel la distance axiale (h) de l'arête de commande (25) du piston au côté frontal annulaire (43) de la partie cylindrique creuse (37) est réglée.
6. Moteur à combustion interne comprenant un mécanisme de distribution hydraulique, **caractérisé en ce que** le mécanisme de distribution hydraulique est muni d'un frein de soupape hydraulique (14) selon l'une quelconque des revendications précédentes et d'un dispositif de réglage mécanique (22) du jeu de soupape (L) entre la face frontale côté soupape du piston (6) et la soupape de changement des gaz (2).
7. Procédé de réglage d'un frein de soupape hydraulique (14) selon le préambule de la revendication 1, comprenant les étapes de procédé suivantes:
 - contrôler ou mesurer l'allure de la course en fonction du temps $s(t)$ du frein de soupape non réglé (14) sous huile, de telle manière que l'allure du déplacement en fonction du temps $s(t)$ du piston (6) soumis à une force définie soit dé-

tectée en commençant avec $s = m$ et en finissant avec $s = 0$, le piston (6) étant appliqué sur le fond de boîtier (20) pour $s = 0$,

- prédéterminer l'épaisseur (d) d'une pièce d'écartement (26), dans lequel une pièce d'écartement (26) ayant une épaisseur individuelle (d) est associée à des courbes de référence représentant des freins de soupape différemment rapides et la courbe de référence avec la plus grande concordance avec l'allure du déplacement $s(t)$ du frein de soupape (14) détectée auparavant détermine l'épaisseur (d) de la pièce d'écartement (26) à apparier avec ce frein de soupape (14),
- apparier la pièce d'écartement (26) d'épaisseur prédéterminée (d) avec le frein de soupape (14), dans lequel la distance axiale (h) de l'arête de commande (25) du piston (6) entièrement rentré dans le boîtier (19) par rapport au fond de boîtier (20) est réglée au moyen de la pièce d'écartement (26).

8. Procédé selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** l'on contrôle, par une nouvelle mesure course-temps avec une course de mesure inchangée $s = m$, si la caractéristique de freinage du frein de soupape réglé (14) se situe dans une allure de déplacement de consigne, qui est prédéterminée par une courbe limite d'un frein de soupape lent et une courbe limite d'un frein de soupape rapide.
9. Procédé selon la revendication 7 ou 8, **caractérisé en ce que** la pièce d'écartement (26) d'épaisseur prédéterminée (d) est prélevée dans un assortiment de groupe et est jointe soit de façon fixe au piston (6) soit de façon fixe au boîtier (19).

40

45

50

55

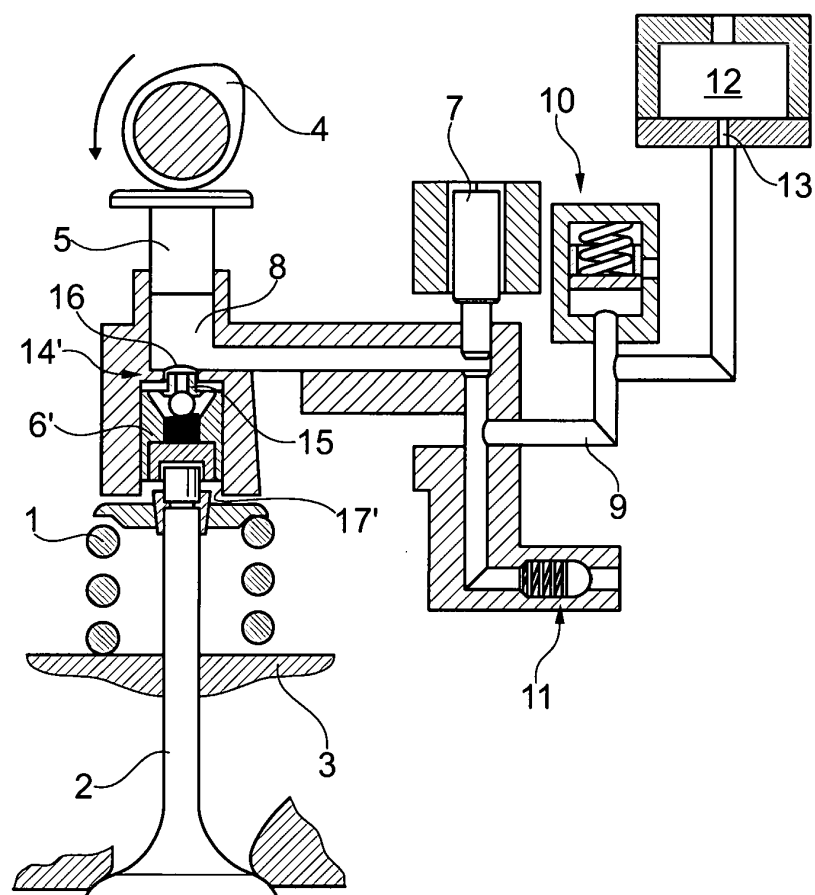


Fig. 1

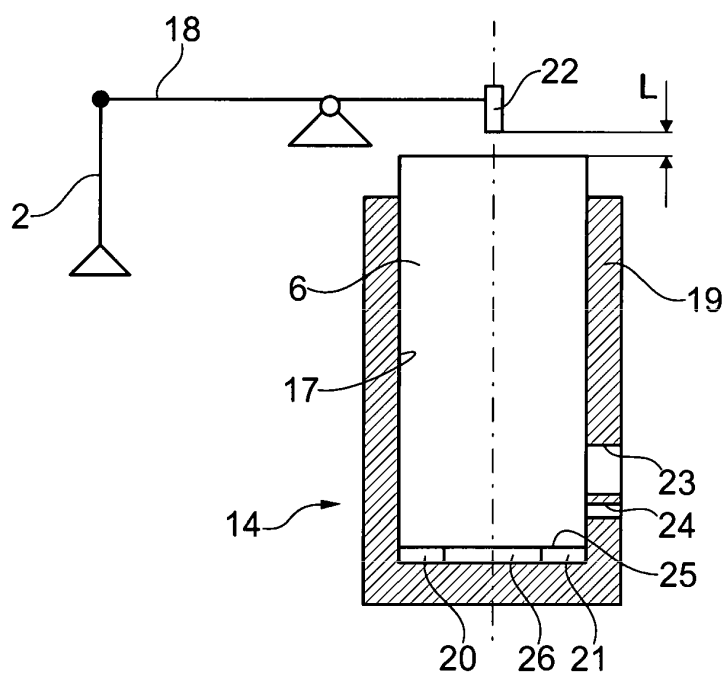


Fig. 2

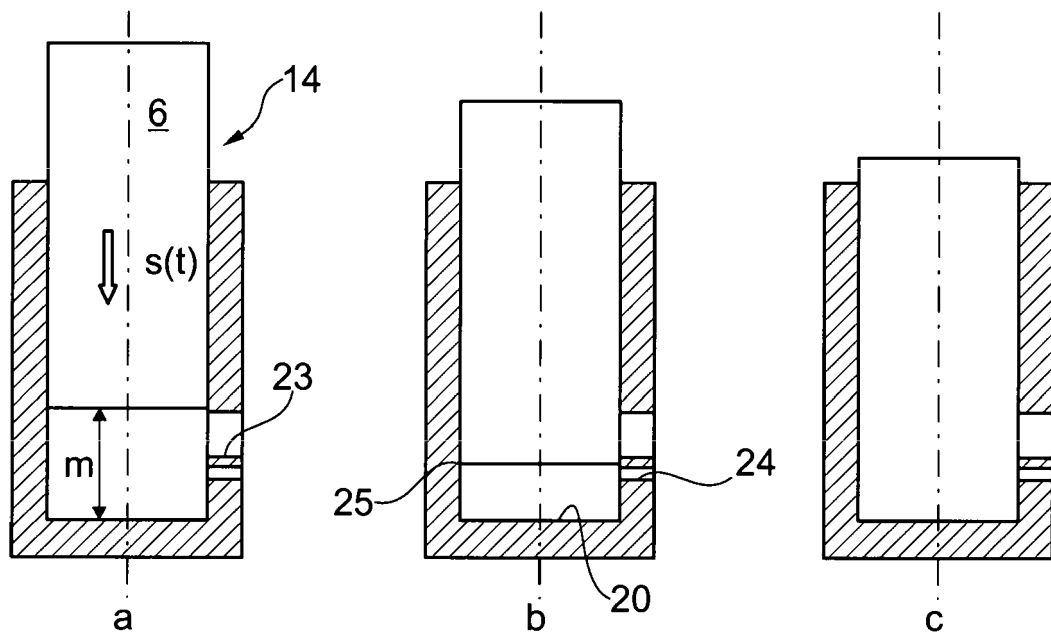


Fig. 3

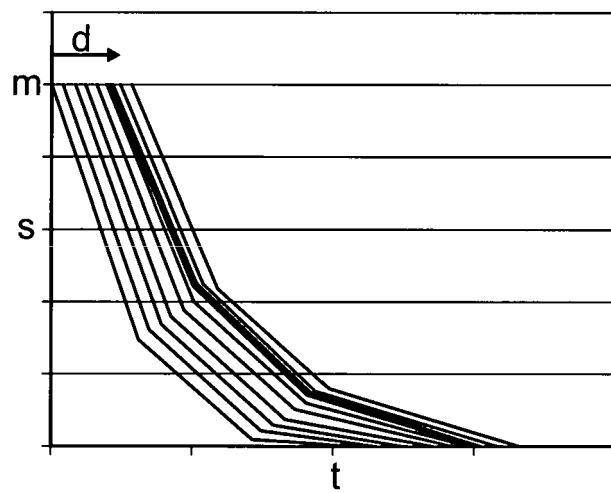


Fig. 4

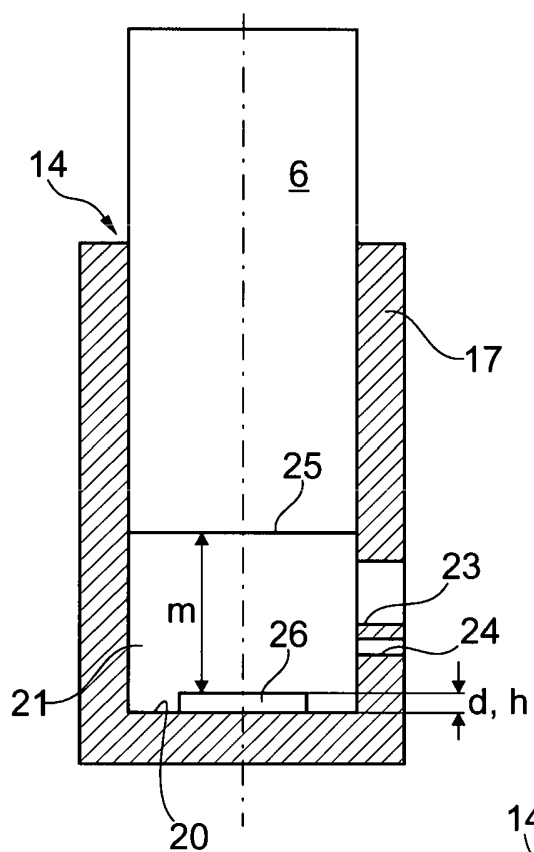


Fig. 5

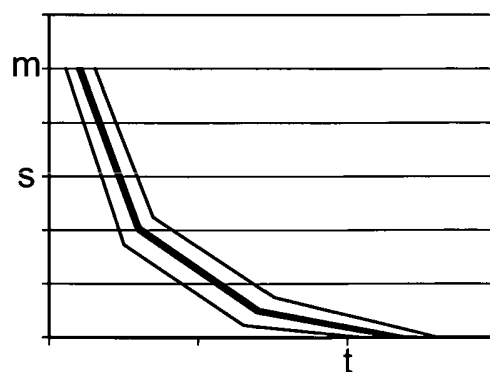


Fig. 6

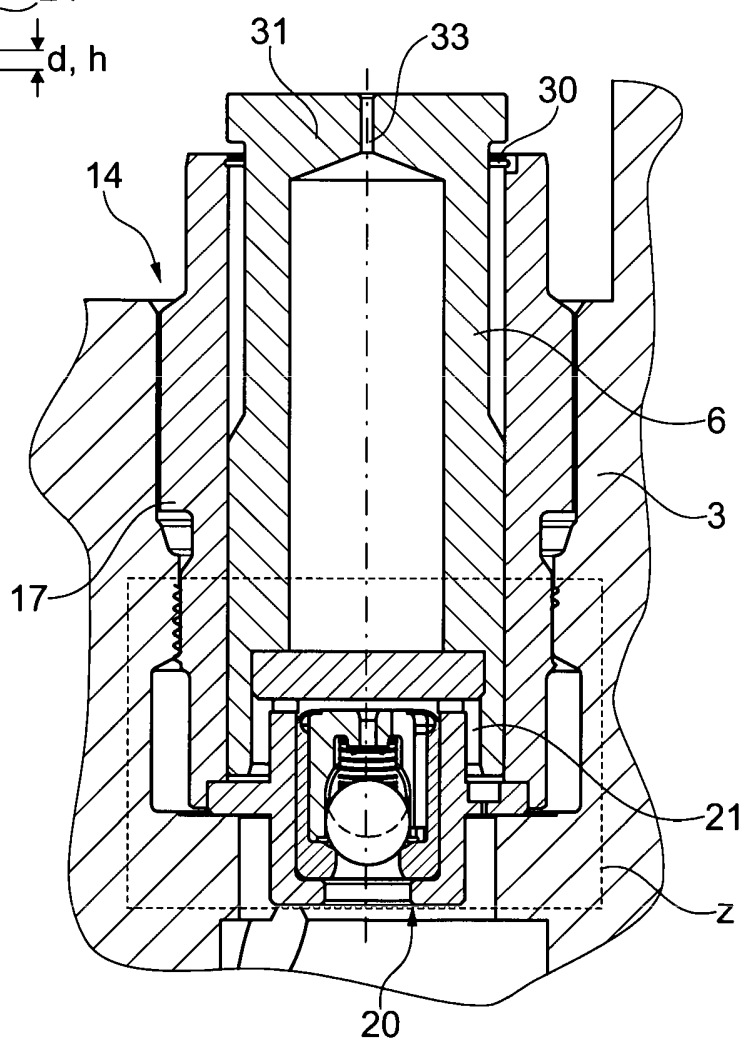


Fig. 7

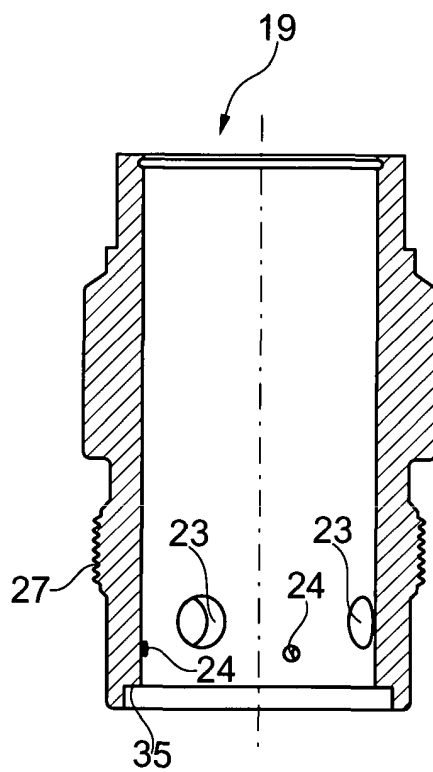


Fig. 8

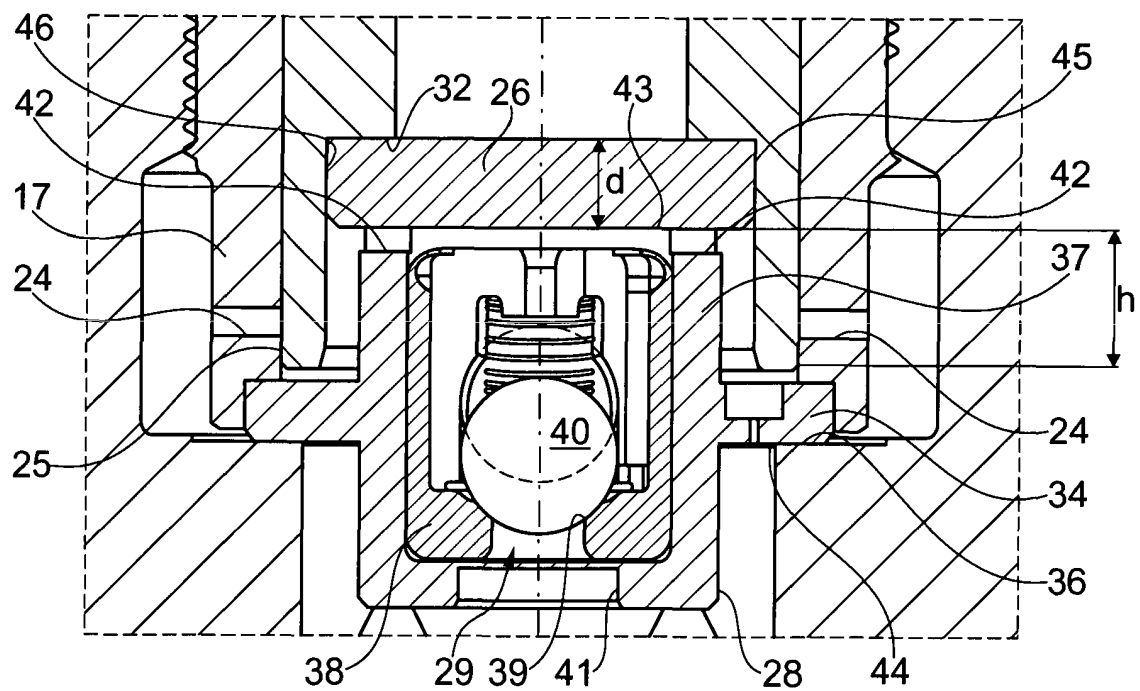


Fig. 9

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- US 6550433 B2 [0003]
- EP 0507521 A1 [0003]