



(19)

Europäisches
Patentamt
European
Patent Office
Office européen
des brevets



(11)

EP 2 602 471 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
08.03.2017 Patentblatt 2017/10

(51) Int Cl.:

F02M 37/00 (2006.01)

F02M 69/10 (2006.01)

F02M 69/54 (2006.01)

F02M 37/16 (2006.01)

F02M 1/16 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **12008129.4**

(22) Anmeldetag: **05.12.2012**

(54) Verbrennungsmotor mit Kraftstoffzuführleinrichtung

Internal combustion engine with a fuel supply system

Moteur à combustion interne avec un système d' alimentation en carburant

(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: **07.12.2011 DE 102011120468**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

12.06.2013 Patentblatt 2013/24

(73) Patentinhaber: **Andreas Stihl AG & Co. KG
71336 Waiblingen (DE)**

(72) Erfinder:

- Layher, Wolfgang
D-74354 Besigheim (DE)**
- Tost, Christopher
D-71563 Affalterbach (DE)**

- Rieber, Martin
D-70327 Stuttgart (DE)**
- Kinnen, Arno
71384 Weinstadt (DE)**
- Dietenberger, Michael
D-71334 Waiblingen (DE)**

(74) Vertreter: **Reinhardt, Annette et al
Patentanwälte
Dipl.Ing. W. Jackisch & Partner mbB
Menzelstraße 40
70192 Stuttgart (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A2- 0 280 923 DE-A1- 3 435 248
US-A- 3 805 758 US-A- 4 205 637
US-A- 5 488 933**

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 einen Verbrennungsmotor mit einer Kraftstoffzuführleinrichtung der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Gattung.

[0002] Aus der DE 42 23 756 A1 ist eine Kraftstoffpumpe für einen Zweitaktmotor bekannt, der ein Druckdämpfer nachgeschaltet ist. Der Druckdämpfer besitzt eine federbeaufschlagte Membran. Die dem Kraftstoff abgewandte Seite der Dämpfungsmembran ist mit Atmosphärendruck beaufschlagt. Die Lage der Dämpfungsmembran ist abhängig vom Kraftstoffdruck. Vor allem bei niedrigen Kraftstoffdrücken, die in der Größenordnung des Atmosphärendrucks liegen, können Schwankungen des Kraftstoffdrucks zu sehr großen Auslenkungen an der Dämpfungsmembran führen, so dass die Dämpfungsmembran mit deutlichem Abstand von ihrer Mittellage arbeitet. Eine ausreichende Dämpfung von Druckschwankungen kann dadurch nicht sicher gewährleistet werden.

[0003] Aus der EP 0 280 923 A2 geht ein Kraftstoffsystem für einen mit Kraftstoffeinspritzung arbeitenden Mehrzylindermotor hervor. Die Einspritzventile werden über ein gemeinsames Kraftstoffrohr mit Kraftstoff versorgt. Das Kraftstoffrohr ist über eine Kraftstoffleitung mit einem Kraftstofftank verbunden, in der ein Druckregler angeordnet ist.

[0004] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Verbrennungsmotor mit einer Kraftstoffzuführleinrichtung der gattungsgemäßen Art zu schaffen, der eine gleichmäßige Kraftstoffzufuhr zum Verbrennungsmotor auch bei geringen Kraftstoffdrücken gewährleistet.

[0005] Diese Aufgabe wird durch einen Verbrennungsmotor mit einer Kraftstoffzuführleinrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0006] Es ist vorgesehen, dass die Kraftstoffzuführleinrichtung einen Druckregler besitzt, der den Druck des von der Kraftstoffpumpe zum Einspritzventil geförderten Kraftstoffs regelt.

[0007] Druckregler sind in Kraftstoffsystemen grundsätzlich bekannt. Um eine übermäßige Auslenkung der Dämpfungsmembran im Betrieb zu vermeiden, ist nun vorgesehen, den ersten Referenzdruck, mit dem der Rückraum des Druckdämpfers beaufschlagt ist, auf den zweiten Referenzdruck für den Druckregler abzustimmen. Die Abstimmung der Referenzdrücke bedeutet dabei, die beiden Referenzdrücke so zu wählen, dass eventuelle Druckunterschiede zwischen den Referenzdrücken im System berücksichtigt, insbesondere kompensiert werden. Dabei ändern sich der erste Referenzdruck und der zweite Referenzdruck im Betrieb vorteilhaft im gleichen Maße, so dass ein Druckunterschied zwischen den Referenzdrücken gleich bleibt und kompensiert werden kann. Die Kompensation eines Druckunterschieds zwischen den Referenzdrücken kann beispielsweise mechanisch durch entsprechende Auslegung der Steifigkeit der Membranen oder entsprechende Federvorspannung erfolgen. Auch eine elektronische Kompensation, bei-

spielsweise durch eine Steuereinrichtung des Arbeitsgeräts kann vorgesehen sein. Der erste und der zweite Referenzdruck können auch so gewählt sein, dass die beiden Referenzdrücke sich im Betrieb auf unterschiedliche Weise ändern. Die Referenzdrücke sind dabei jedoch so aufeinander abgestimmt, dass die ungleichmäßige Änderung vernachlässigbar klein ist, die Funktion also nicht beeinträchtigt, oder dass die ungleichen Änderungen der Referenzdrücke bekannt sind und kompensiert werden können, beispielsweise durch elektronische Kompensation. Durch die Abstimmung der Referenzdrücke kann auf sehr einfache Weise sichergestellt werden, dass die Dämpfungsmembran im üblichen Betrieb in einer Mittellage arbeitet und dadurch Druckschwankungen im Betrieb gut gedämpft werden können.

[0008] Die Abstimmung der Referenzdrücke von Druckregler und Druckdämpfer aufeinander ist insbesondere bei Kraftstoffsystemen vorteilhaft, die mit sehr geringem Kraftstoffdruck arbeiten. Insbesondere liegt der Kraftstoffdruck in der Größenordnung des Umgebungsdrucks. Der Kraftstoffdruck kann beispielsweise im Bereich von 0 bis 2 bar, insbesondere im Bereich von 0 bis 500 mbar über dem Umgebungsdruck liegen. Bei einem so geringen Überdruck des Kraftstoffs ist die Membran des Druckdämpfers sehr weich ausgelegt, damit bereits bei geringen Druckschwankungen eine Auslenkung der Membran erfolgen kann. Bereits eine geringe Erhöhung oder Verringerung des Drucks im Rückraum des Druckdämpfers gegenüber dem Kraftstoffdruck ohne Kompensation der relativen Druckänderung kann dazu führen, dass die Dämpfungsmembran in eine Endlage gedrückt wird und aufgrund des erhöhten Gegendrucks keine Auslenkung der Dämpfungsmembran bei Druckschwankungen des Kraftstoffdrucks und damit keine Dämpfung der Druckschwankungen mehr möglich ist. Dies wird dadurch, dass der Referenzdruck der Kraftstoffpumpe auf den Referenzdruck des Druckdämpfers abgestimmt ist, vermieden.

[0009] Vorteilhaft ist der erste Referenzdruck gleich dem zweiten Referenzdruck. Eine Kompensation von Druckunterschieden der Referenzdrücke kann dadurch entfallen. Es sind keine zusätzlichen Maßnahmen zur Abstimmung der Referenzdrücke aufeinander notwendig. Eine besonders einfache Gestaltung ergibt sich, wenn der erste Referenzdruck und der zweite Referenzdruck der Umgebungsdruck sind. Der Referenzdruck kann jedoch auch der Druck des Reinraums eines Luftfilters des Verbrennungsmotors sein. Auch ein anderer Druck kann als Referenzdruck zweckmäßig sein. Der Dämpfungsraum ist vorteilhaft im Strömungsweg des Kraftstoffs von der Kraftstoffpumpe zum Einspritzventil angeordnet. Durch das permanente Durchströmen des Dämpfungsraums kann das Ansammeln von Gasblasen weitgehend vermieden werden. Es kann auch vorteilhaft sein, den Dämpfungsraum im Strömungsweg des Kraftstoffs von dem Einspritzventil zu einem Kraftstofftank der Kraftstoffzuführleinrichtung anzuordnen. Über die Strömungsverbindung des Einspritzventils mit dem Kraft-

stofftank wird zum Einspritzventil gefördert, nicht eingespritzter Kraftstoff zurück zum Kraftstofftank gefördert. Auch bei einer Anordnung des Dämpfungsraums stromab des Einspritzventils wird eine permanente Durchströmung des Dämpfungsraums erreicht.

[0010] Vorteilhaft ist das Einspritzventil in einem am Verbrennungsmotor festgelegten Halter angeordnet. Der Halter ist vorteilhaft aus einem wärmeisolierenden Material wie beispielsweise Kunststoff gefertigt, so dass die Wärmeübertragung an das Einspritzventil gering ist und so die Bildung von Dampfblasen verhindert werden kann. Dies ist insbesondere für das Nachheizen des Verbrennungsmotors bei ausgeschaltetem Motor vorteilhaft. Bei ausgeschaltetem Verbrennungsmotor ist der Zylinder des Motors noch heiß, es wird jedoch keine Kühlluft mehr gefördert, so dass die Wärme aus dem Zylinder die angrenzenden Bauteile aufheizen kann. Durch die Ausbildung des Halters aus Kunststoff wird der Wärmeeintritt in das Einspritzventil verringert. Der Halter besitzt vorteilhaft ein Gehäuse, wobei der Dämpfungsraum des Druckdämpfers von dem Gehäuse des Halters begrenzt ist. Der Druckdämpfer ist insbesondere in das Gehäuse des Halters integriert. Dadurch kann die Anzahl der am Verbrennungsmotor zu montierenden Bauteile gering gehalten werden. Durch die Integration des Druckdämpfers in das Gehäuse des Halters kann außerdem auf einfache Weise ein sehr geringer Abstand zwischen dem Druckdämpfer und dem Einspritzventil realisiert werden. Vorteilhaft ist der Halter an einem Kurbelgehäuse des Verbrennungsmotors angeordnet und besitzt einen Ausstrittskanal für Kraftstoff, der in den Kurbelgehäuseinnenraum mündet.

[0011] Der Rückraum des Druckdämpfers ist vorteilhaft über eine Öffnung mit dem Referenzdruck, insbesondere mit der Umgebung verbunden, die von einer Abdeckung luftdurchlässig abgedeckt ist. Die Abdeckung verhindert ein Verschmutzen der Öffnung. Dies ist insbesondere dann sinnvoll, wenn der Verbrennungsmotor in einem Arbeitsgerät, insbesondere in einem handgeführten Arbeitsgerät eingesetzt wird, das im Betrieb Schmutzbelastungen ausgesetzt ist. Die Abdeckung ist vorteilhaft wasserabweisend. Dies ist insbesondere dann vorgesehen, wenn der Verbrennungsmotor in einem Umfeld eingesetzt wird, in dem mit Wasser gearbeitet wird, wie beispielsweise beim Einsatz in einem mit Wasser arbeitenden Trennschleifer. Die Abdeckung ist vorteilhaft ein gesintertes Metallsieb. Ein solches Metallsieb ist für Luft durchlässig, wirkt jedoch wasserabweisend, so dass vermieden ist, dass Wasser oder andere Flüssigkeiten in den Rückraum des Druckdämpfers gelangen können. Das gesinterte Metallsieb besitzt außerdem eine ausreichend hohe mechanische Stabilität. Vorteilhaft ist die freie Durchtrittsfläche der Abdeckung vergleichsweise groß, so dass selbst bei Verschmutzung der Abdeckung noch ein Durchtritt von Luft aus der Umgebung möglich ist. Der Druckausgleich durch die Abdeckung kann dabei langsam erfolgen, da nur längerfristige Druckänderungen, wie sie beispielsweise aufgrund der

Erwärmung der Luft im Rückraum entstehen, ausgeglichen werden müssen. Die freie Durchtrittsfläche der Abdeckung beträgt vorteilhaft mindestens etwa das 2fache der mit dem Referenzdruck beaufschlagten Fläche der Dämpfungsmembran.

[0012] Von dem Dämpfungsraum führt vorteilhaft ein Verbindungskanal zum Einspritzventil, wobei die Länge des Verbindungskanals vom Dämpfungsraum bis zum Einspritzventil sehr gering ist. Die Länge des Verbindungskanals beträgt vorteilhaft höchstens das 5fache des Durchmessers des Verbindungskanals. Durch die bezogen auf den Durchmesser vergleichsweise kurze Ausbildung des Verbindungskanals wird die zwischen Einspritzventil und Druckdämpfer angeordnete Flüssigkeitssäule sehr gering gehalten. Im Betrieb muss das Einspritzventil sehr schnell öffnen und schließen. Beim Schließen des Ventils entsteht in der Kraftstoffzuleitung eine Druckwelle, und der Kraftstoff kommt zum Stehen. Wenn das Ventil bereits kurz darauf wieder öffnet, muss die gesamte Kraftstoffssäule erneut beschleunigt werden. Es hat sich gezeigt, dass diese Beschleunigung bei den im Betrieb bei schnellaufenden Verbrennungsmotoren üblichen kurzen Schaltzeiten zu lange dauert, so dass keine ausreichende Kraftstoffmenge zugeführt werden kann. Durch die Anordnung des Druckdämpfers unmittelbar stromauf des Einspritzventils und die sehr kurze Ausbildung des Verbindungskanals kann die zu beschleunigende Kraftstoffmenge sehr gering gehalten werden, so dass eine ausreichende Kraftstoffzufuhr im Betrieb gewährleistet werden kann.

[0013] Vorteilhaft ist die Dämpfungsmembran des Druckdämpfers von einer Feder in Richtung auf den Dämpfungsraum belastet. Die Feder gibt den Arbeitsbereich des Druckdämpfers vor. Die Vorspannung der Feder ist insbesondere einstellbar, so dass Fertigungstoleranzen einfach ausgeglichen werden können und eine genaue Einstellung des Druckbereichs, in dem die Membran arbeitet, möglich ist. Durch die Feder wird außerdem das Beschleunigen der Kraftstoffssäule im Verbindungskanal unterstützt.

[0014] Um ein übermäßiges Auslenken der Dämpfungsmembran zu vermeiden, ist vorgesehen, dass der Druckdämpfer im Rückraum und im Dämpfungsraum jeweils mindestens einen Anschlag zur Festlegung einer Endstellung der Dämpfungsmembran besitzt. Die Dämpfungsmembran besitzt vorteilhaft einen äußeren Rand. Eine geringe Baugröße kann erreicht werden, wenn der äußere Rand der Dämpfungsmembran in einer gedachten Ebene liegt, die mit einer Längsmittelachse des Einspritzventils einen Winkel von weniger als 30° einschließt. Vorteilhaft verläuft die gedachte Ebene etwa parallel zur Längsmittelachse des Einspritzventils.

[0015] Vorteilhaft besitzt die Kraftstoffpumpe ein Pumpengehäuse. In dem Pumpengehäuse der Kraftstoffpumpe ist vorteilhaft auch der Druckregler angeordnet. Dadurch ergibt sich ein kompakter Aufbau. Der Druckregler ist vorteilhaft entsprechend einem Druckregler in einem üblichen Membranvergaser aufgebaut. Der

Druckregler besitzt eine Regelmembran, die eine Regelkammer begrenzt, wobei am Einlass in die Regelkammer ein Einlassventil angeordnet ist, das in Abhängigkeit der Stellung der Regelmembran geöffnet oder geschlossen wird. An der der Regelkammer abgewandten Seite der Regelmembran ist vorteilhaft ein Rückraum ausgebildet, der mit dem Referenzdruck beaufschlagt ist. Die Kraftstoffpumpe besitzt vorteilhaft eine Pumpenmembran, die mit dem schwankenden Druck des Kurbelgehäuseinnenraums beaufschlagt ist.

[0016] Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im Folgenden anhand der Zeichnung erläutert. Es zeigen:

- Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Trennschleifers,
- Fig. 2 einen Schnitt durch den Verbrennungsmotor des Trennschleifers aus Fig. 1,
- Fig. 3 eine schematische Darstellung der Kraftstoffzuführeinrichtung des Verbrennungsmotors,
- Fig. 4 einen Schnitt durch das Kurbelgehäuse des Trennschleifers und einen daran angeordneten Halter für das Einspritzventil,
- Fig. 5 einen Schnitt durch den Halter,
- Fig. 6 eine schematische Darstellung der Flächen von Abdeckung und Regelmembran in Richtung des Pfeils VI in Fig. 5,
- Fig. 7 eine vergrößerte Schnittdarstellung des Druckdämpfers, wenn kein Kraftstoffdruck anliegt,
- Fig. 8 einen Schnitt durch den Druckdämpfer im Betrieb,
- Fig. 9 einen Schnitt durch den Druckdämpfer bei zu hohem Kraftstoffdruck,
- Fig. 10 einen Schnitt durch das Kurbelgehäuse eines Ausführungsbeispiels des Trennschleifers und einen daran angeordneten Halter für das Einspritzventil,
- Fig. 11 eine schematische Darstellung eines Ausführungsbeispiels der Kraftstoffzuführeinrichtung des Verbrennungsmotors.

[0017] Fig. 1 zeigt als Ausführungsbeispiel für ein Arbeitsgerät, insbesondere für ein handgeföhrtes, tragbares Arbeitsgerät, einen Trennschleifer 1. Der erfindungsgemäße Verbrennungsmotor mit Kraftstoffzuführeinrichtung kann jedoch auch für andere Arbeitsgeräte wie beispielsweise Motorsägen, Freischneider, Blasgeräte oder dgl. vorgesehen sein.

[0018] Der Trennschleifer 1 besitzt ein Gehäuse 2, an dem ein nach vorne ragender Ausleger 3 fixiert ist. Am freien Ende des Auslegers 3 ist eine Trennscheibe 4 drehbar gelagert, die von einem im Gehäuse 2 angeordneten Verbrennungsmotor 12 rotierend angetrieben ist.

Die Trennscheibe 4 ist über mehr als die Hälfte ihres Umfangs von einer Schutzhülle 5 abgedeckt. Das Gehäuse 2 umfasst eine Haube 8, an der ein oberer Handgriff 6 ausgebildet ist. Am oberen Handgriff 6 sind ein Gashebel 10 und eine Gashebelsperre 11 schwenkbar gelagert. An der der Trennscheibe 4 abgewandten Rückseite des Gehäuses 2 ist ein Luftfilterdeckel 9 festgelegt. An der der Trennscheibe 4 zugewandten Seite des Gehäuses 2 ist das Gehäuse 2 von einem Griffrohr 7 übergriffen.

Der Trennschleifer 1 besitzt Standfüße 13, mit denen der Trennschleifer 1 auf dem Boden oder einer anderen Auflagefläche abgestellt werden kann.

[0019] Fig. 2 zeigt den Verbrennungsmotor 12 im Einzelnen. Der Verbrennungsmotor 12 ist ein Zweitaktmotor. Der Verbrennungsmotor 12 kann jedoch auch ein gemischgeschmierter Viertaktmotor sein. Der Verbrennungsmotor 12 besitzt ein Kurbelgehäuse 14, an dem weitere Gehäuseteile angeformt sind. Das Kurbelgehäuse 14 begrenzt einen Kurbelgehäuseinnenraum 31, in dem eine Kurbelwelle 80 um eine Drehachse 15 drehbar gelagert ist. Die Kurbelwelle 80 ist über ein nicht gezeigtes Pleuel mit einem in Fig. 2 gestrichelt gezeigten Kolben 21 verbunden. Der Kolben 21 ist in einem Zylinder 16 hin- und hergehend gelagert und steuert einen Einlass 17, der im Bereich des oberen Totpunkts des Kolbens 21 in den Kurbelgehäuseinnenraum 31 mündet. Der Kolben 21 begrenzt einen im Zylinder 16 ausgebildeten Brennraum 22. Der Kurbelgehäuseinnenraum 31 ist im Bereich des in Fig. 2 gezeigten unteren Totpunkts des Kolbens 21 über einen oder mehrere Überströmkanäle 19 mit dem Brennraum 22 verbunden. Die Überströmkanäle 19 münden mit Überströmfenstern 20 in den Brennraum 22. Dabei kann sich ein Überströmkanal 19 in mehrere Äste aufteilen, die mit getrennten Überströmfenstern 20 in den Brennraum 22 münden, wie in Fig. 2 gezeigt ist. Aus dem Brennraum 22 führt, ein Auslass 18, der ebenfalls vom Kolben 21 schlitgesteuert ist und der bei der in Fig. 2 gezeigten Stellung des Kolbens 21 im unteren Totpunkt geöffnet ist.

[0020] Zur Zufuhr von Verbrennungsluft besitzt der Verbrennungsmotor 12 einen Ansaugkanal 30, der durch ein Drosselgehäuse 27 geführt ist. Im Drosselgehäuse 27 ist ein Drosselelement, im Ausführungsbeispiel eine Drosselklappe 28, angeordnet, auf die der Gashebel 10 wirkt. Zur Zufuhr von Kraftstoff ist ein Einspritzventil vorgesehen, das in Fig. 2 nicht gezeigt ist. Das Einspritzventil ist in einer Aufnahme 25 eines Halters 24 am Kurbelgehäuse 14 angeordnet. Wie Fig. 2 zeigt, ist der Hahn 24 bei der in Fig. 1 gezeigten üblichen Abstellposition auf einer ebenen Unterlage unmittelbar unterhalb des Drosselgehäuses 27 angeordnet und am Kurbelgehäuse 14 fixiert. Der Hahn 24 besitzt einen Austrittskanal 71 für Kraftstoff, der in den Kurbelgehäuseinnenraum 31

mündet. Benachbart zum Halter 24 ist eine Montageöffnung 23 am Kurbelgehäuse 14 ausgebildet, die zur Montage eines Druck-Temperatur-Sensors dient und die in Abstellposition unterhalb des Halters 24 angeordnet ist.

[0021] Im Betrieb wird im Bereich des oberen Totpunkts des Kolbens 21 Verbrennungsluft durch den Ansaugkanal 30 in den Kurbelgehäuseinnenraum 31 angesaugt. Das Einspritzventil führt Kraftstoff in den Kurbelgehäuseinnenraum 31 zu. Im Bereich des unteren Totpunkts des Kolbens 21 strömt das Kraftstoff/Luft-Gemisch aus dem Kurbelgehäuseinnenraum 31 über den oder die Überströmkanäle 19 und die Überströmfenster 20 in den Brennraum 22 ein. Beim Aufwärtshub des Kolbens 21 wird das Gemisch im Brennraum 22 verdichtet und im Bereich des oberen Totpunkts des Kolbens 21 von einer nicht gezeigten Zündkerze gezündet. Der Kolben 21 wird in Richtung auf das Kurbelgehäuse 14 beschleunigt. Sobald der Auslass 18 vom Kolben 21 geöffnet wird, entweichen die Abgase aus dem Brennraum 22 und frisches Gemisch aus dem Kurbelgehäuseinnenraum 31 strömt über den oder die Überströmkanäle 19 in den Brennraum 22 nach. Der Kolben 21 bewegt sich im Zylinder 16 in Richtung einer Zylinderlängsachse 29. Die Zylinderlängsachse 29 ist in der in Fig. 1 gezeigten üblichen Abstellposition des Trennschleifers 1 annähernd senkrecht oder geringfügig zur Senkrechten geneigt angeordnet.

[0022] Fig. 3 zeigt die Kraftstoffzuführeinrichtung des Verbrennungsmotors 12 im Einzelnen. Der Trennschleifer 1 besitzt einen Kraftstofftank 32, in den ein Saugkopf 33 ragt. Die Kraftstoffzuführeinrichtung besitzt eine Kraftstoffpumpe 34, die einen von einer Pumpenmembran 39 begrenzten Pumpenraum 38 besitzt. In den Pumpenraum 38 wird über ein Ansaugventil 37, das als Rückschlagventil ausgebildet ist, Kraftstoff aus dem Kraftstofftank 32 über den Saugkopf 33 angesaugt. Der Kraftstoff wird über ein stromab des Pumpenraums 31 angeordnetes Druckventil 41, das ebenfalls als Rückschlagventil ausgebildet ist, in einen Kraftstoffraum 52 gefördert. Die Pumpenmembran 39 ist an ihrer dem Pumpenraum 38 abgewandten Seite über eine Impulsleitung 40 mit dem schwankenden Druck des Kurbelgehäuseinnenraums 31 beaufschlagt.

[0023] Die Kraftstoffpumpe 34 ist in einem Pumpengehäuse 51 angeordnet, in dem auch ein Druckregler 35 angeordnet ist. Der Druckregler 35 ist stromab der Kraftstoffpumpe 34 angeordnet. Der Druckregler 35 besitzt eine Regelmembran 44, die eine Regelkammer 43 von einem Rückraum 47 trennt. Die Regelkammer 43 ist über ein Einlassventil 42 mit dem Kraftstoffraum 52 der Kraftstoffpumpe 34 verbunden. Das Einlassventil 42 wird von einer Einlassnadel gebildet, die an einem Hebel 45 angeordnet ist. Das zweite Ende des Hebels 45 ist mit der Regelmembran 44 verbunden. In Abhängigkeit der Stellung der Regelmembran 44 öffnet und schließt das Einlassventil 42. Die Regelmembran 44 ist von einer Feder 46 in Richtung auf die Regelkammer belastet. Im Ausführungsbeispiel ist die Feder 46 als Druckfeder ausge-

bildet und im Rückraum 47 angeordnet. Der Rückraum 47 ist über eine Öffnung 48 mit einem Referenzdruck beaufschlagt, der im Ausführungsbeispiel der Umgebungsdruck ist. Am Auslass aus der Regelkammer 43 ist ein Kraftstoffsieb 49 angeordnet, durch das der Kraftstoff aus der Regelkammer 43 in eine Kraftstoffleitung 50 strömt.

[0024] Über die Kraftstoffleitung 50 strömt der Kraftstoff in einen Druckdämpfer 36, der unmittelbar benachbart zum in Fig. 3 schematisch gezeigten Einspritzventil 26 angeordnet ist. Der Druckdämpfer 36 besitzt eine Dämpfungsmembran 54, die einen Dämpfungsraum 53 von einem Rückraum 56 trennt. Der Kraftstoff aus der Kraftstoffleitung 50 strömt durch den Dämpfungsraum 53. Die Dämpfungsmembran 54 ist von einer Feder 55 in Richtung auf den Dämpfungsraum 53 beaufschlagt. Im Ausführungsbeispiel ist die Feder 55 als Druckfeder ausgebildet und im Rückraum 56 angeordnet. Der Rückraum 56 ist über eine Öffnung 57 mit dem gleichen Referenzdruck wie der Druckregler 35, im Ausführungsbeispiel mit dem Umgebungsdruck, beaufschlagt.

[0025] Vom Dämpfungsraum 53 gelangt der Kraftstoff zum Einspritzventil 26. Das Einspritzventil 26 führt den Kraftstoff in den Kurbelgehäuseinnenraum 31 zu. Kraftstoff, der nicht in den Kurbelgehäuseinnenraum 31 zugeführt wird, gelangt über eine Rückleitung 58 zurück in den Kraftstofftank 32.

[0026] Fig. 4 zeigt die konstruktive Anordnung des Halters 24 und des Druckdämpfers 36 am Umfang des Kurbelgehäuses 14 in einer schräg geschnittenen, perspektivischen Darstellung. Wie Fig. 4 zeigt, liegen der Halter 24 und der Druckdämpfer 36 in Richtung der Drehachse 15 der Kurbelwelle nebeneinander. Der Halter 24 liegt dabei benachbart zu einem Startergehäuse 82, in dem die Starteinrichtung für den Verbrennungsmotor 12 angeordnet ist. In dem Startergehäuse 82 sind auch eine Fliehkraftkupplung sowie eine Riemenscheibe zum Antrieb des Antriebsriemens der Trennscheibe 4 angeordnet. Der Druckdämpfer 36 liegt benachbart zu einem Lüfterradgehäuse 81, in dem das Lüfterrad des Verbrennungsmotors rotiert und Kühlluft fördert. Ein Druckbereich des Lüfterradgehäuses 81 ist über einen Kanal 83, der in Fig. 4 nur schematisch gezeigt ist, mit einem Kühlgehäuse 84 verbunden, in dem der Halter 24 und der Druckdämpfer 36 angeordnet sind. Über den Kanal 83 wird der Halter 24 mit dem Einspritzventil 26 und dem Druckdämpfer 36 aktiv gekühlt.

[0027] Fig. 5 zeigt die Gestaltung des Halters 24 im Einzelnen. Der Halter 24 besitzt ein Gehäuse 59, das ein erstes Gehäuseteil 60 und ein zweites Gehäuseteil 61 umfasst. Am ersten Gehäuseteil 60 sind ein erster Kraftstoffstutzen 63, in dem die Kraftstoffleitung 50 ausgebildet ist, sowie ein zweiter Kraftstoffstutzen 64, in dem die Rückleitung 58 ausgebildet ist, fixiert. Wie Fig. 5 zeigt, mündet die Kraftstoffleitung 50 in einem radial außen liegenden Bereich in den Dämpfungsraum 53. Aus dem Dämpfungsraum 53 führt ein Verbindungskanal 73 zum Einspritzventil 26. Der Verbindungskanal 73 mündet an

einem Ringraum 85 am Umfang des Einspritzventils 26. Der Ringraum ist über eine in Fig. 7 gezeigte Eintrittsöffnung 72 mit dem Inneren des Einspritzventils 26 verbunden. Der Kraftstoff verlässt das Einspritzventil 26 über die in Fig. 5 gezeigte Kraftstofföffnung 70, die in den Austrittskanal 71 mündet. Die Kraftstofföffnung 70 wird vom Einspritzventil 26 geöffnet und geschlossen.

[0028] Wie Fig. 5 zeigt, ist der Rückraum 56 im zweiten Gehäuseteil 61 ausgebildet. Der unmittelbar benachbart zur Dämpfungsmembran 54 angeordnete Bereich ist über eine oder mehrere Verbindungsöffnungen 62 mit einem Bereich 86 des Dämpfungsraums 53 verbunden. Der Bereich 86 besitzt die Öffnung 57 zur Umgebung. Die Öffnung 57 ist von einer Abdeckung 67 abgedeckt, die luftdurchlässig und insbesondere wasserabweisend oder wasserundurchlässig ausgebildet ist. Die Abdeckung 67 ist vorteilhaft ein gesintertes Metallsieb. Wie Fig. 5 auch zeigt, stützt sich die Feder 55 an einem Stopfen 65 ab, der in einer Halterung 66 gehalten, beispielsweise in diese einschraubt oder eingepresst ist. Die Position des Stopfens 65 in der Halterung 66 kann bei der Herstellung des Druckdämpfers 36 verändert werden. Dadurch ist die Vorspannung der Feder 55 und damit die Lage der Dämpfungsmembran 54 bei dem gewünschten Kraftstoffdruck einstellbar.

[0029] Wie die schematische Darstellung in Fig. 6 zeigt, ist die freie Durchtrittsfläche a der Abdeckung 67 deutlich größer als die im Rückraum 56 beaufschlagte Fläche der Dämpfungsmembran 54. Die freie Durchtrittsfläche a beträgt vorteilhaft mindestens das 2fache, insbesondere mindestens das 3fache bis 10fache der mit dem Referenzdruck direkt beaufschlagten Fläche b der Dämpfungsmembran 54. Auch bei teilweiser Verschmutzung der Abdeckung 67 ist so sichergestellt, dass der Umgebungsdruck an der Dämpfungsmembran 54 anliegt. Durch die Abdeckung 67 kann sich der Druck zwischen der Umgebung und dem Rückraum 56 ausgleichen. Der Druckausgleich kann dabei insbesondere bei starker Verschmutzung der Abdeckung 67 langsam stattfinden. Durch die Abdeckung 67 muss lediglich ein Ausgleich langsamer Änderungen des Druckniveaus im Rückraum 56, beispielsweise durch die Erwärmung des Druckdämpfers 36 im Betrieb des Verbrennungsmotors 12 und die damit einhergehende Vergrößerung des Volumens der Luft im Rückraum 56, stattfinden.

[0030] Wie die Figuren 5 und 7 zeigen, ist die Dämpfungsmembran 54 an einer Haltebuchse 69 gehalten. Die Fläche der Dämpfungsmembran 54, die von der Haltebuchse 69 abgedeckt ist, zählt nicht zur beaufschlagten Fläche b.

[0031] Fig. 7 zeigt die Fixierung der Dämpfungsmembran 54 im Einzelnen. Die Dämpfungsmembran 54 besitzt einen inneren Rand 75, der zwischen der Haltebuchse 69 und einem von der gegenüberliegenden Seite eingepressten Haltezapfen 68 gehalten ist. Der Haltezapfen 68 besitzt einen Halterand 77, der den inneren Rand 75 der Dämpfungsmembran 54 gegen einen Rand der Haltebuchse 69 drückt und so fixiert. Der äußere Rand 76

der Dämpfungsmembran 54 ist zwischen den beiden Gehäuseteilen 60 und 61 geklemmt gehalten und liegt in einer gedachten Ebene 91. Im Ausführungsbeispiel verläuft die gedachte Ebene 91 parallel zu einer Längsmittelachse 92 des Einspritzventils 26. Vorteilhaft schließt die gedachte Ebene 91 mit der Längsmittelachse 92 des Einspritzventils 26 einen Winkel ein, der kleiner als etwa 30° ist. Wie Fig. 7 auch zeigt, besitzt die Haltebuchse 69 eine Abstützfläche 74, an der ein Ende der als Druckfeder 55 ausgebildeten Feder 55 anliegt. Die Haltebuchse 69 ragt ins Innere der Feder 55 und bildet eine Führung für die Feder 55. An ihrem anderen Ende stützt sich die Feder 55 am Stopfen 65 ab.

[0032] Der Verbindungskanal 73 ist sehr kurz ausgebildet. Wie Fig. 7 zeigt, besitzt der Verbindungskanal 73 eine Länge 1, die nur geringfügig größer als der Durchmesser d des Verbindungskanals 73 ist. Die Länge 1 beträgt vorteilhaft höchstens das 5fache des Durchmessers d des Verbindungskanals 73. Die Länge 1 beträgt deutlich weniger als der Durchmesser der Dämpfungsmembran 54. Die Länge 1 ist dabei vom Austritt aus dem Dämpfungsraum 53 bis zum Eintritt in den Ringraum 85 gemessen.

[0033] In Fig. 7 ist die Dämpfungsmembran 54 in einer ersten Endlage angeordnet. In dieser Endlage liegt der Haltezapfen 68 an einem im Dämpfungsraum 53 angeordneten Anschlag 78 an. Diese Lage der Dämpfungsmembran 54 ergibt sich, wenn der Kraftstoff im Dämpfungsraum 53 drucklos ist oder kein Kraftstoff im Dämpfungsraum 53 angeordnet ist.

[0034] In Fig. 8 ist die Dämpfungsmembran 54 in ihrer Mittellage gezeigt. In dieser Lage befindet sich die Dämpfungsmembran 54 vorteilhaft im Betrieb. Der Haltezapfen 68 besitzt einen Abstand zum Anschlag 78. An der Halterung 66 ist ein Anschlag 79 ausgebildet, zu dem die Abstützfläche 74 bei der in Fig. 8 gezeigten Mittellage ebenfalls einen Abstand besitzt. Der Betriebsdruck kann beispielsweise etwa 100 mbar Überdruck gegenüber dem Umgebungsdruck betragen.

[0035] Fig. 9 zeigt die Dämpfungsmembran 54 in ihrer anderen Endlage. In dieser Lage liegt die Abstützfläche 74 am Anschlag 79 an. Diese Lage ergibt sich, wenn der Druck des Kraftstoffs im Dämpfungsraum 53 zu hoch ist und beispielsweise etwa 130 mbar beträgt. Durch die Anschläge 78 und 79 wird ein übermäßiges Auslenken der Dämpfungsmembran 54 vermieden. Eine gute Kraftstoffdämpfung ist bei der in Fig. 8 gezeigten Mittellage der Dämpfungsmembran 54 gegeben. Um sicherzustellen, dass die Dämpfungsmembran 54 im Betrieb in ihrer Mittellage arbeitet, ist vorgesehen, dass im Rückraum 56 des Druckdämpfers 36 und im Rückraum 47 des Druckreglers 35 der gleiche Referenzdruck herrscht. Im Ausführungsbeispiel ist dies der Umgebungsdruck. Der Referenzdruck kann jedoch auch ein anderer Druck, beispielsweise der Druck im Reinraum eines Luftfilters des Verbrennungsmotors 12 sein. Dadurch, dass der Druckregler 35 und der Druckdämpfer 36 mit dem gleichen Referenzdruck arbeiten, ist auf einfache Weise eine Ab-

stimmung von Druckregler 35 und Druckdämpfer 36 geben. Auch bei sehr geringen Kraftstoffdrücken, bei denen die Feder 55 im Druckdämpfer 36 sehr schwach ausgelegt ist, kann dadurch sichergestellt werden, dass die Dämpfungsmembran 54 im Betrieb in ihrer Mittellage arbeitet und so die entstehenden Druckschwankungen gut dämpfen kann.

[0036] Fig. 10 zeigt ein Ausführungsbeispiel des Kurbelgehäuses 14 eines Trennschleifers 1. Gleiche Bezugszeichen wie in den vorangegangenen Figuren bezeichnen dabei entsprechende Bauteile. Bei dem gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Rückraum 56 des Druckdämpfers 36 nicht mit dem Umgebungsdruck, sondern mit dem Druck im Lüfterradgehäuse 81 beaufschlagt. Die Öffnung 57 ist über einen Kanal 89, der im Ausführungsbeispiel in einem Trichter 90 geführt ist, mit einer Verbindungsöffnung 88 im Lüfterradgehäuse 81 verbunden. Die Verbindungsöffnung 88 ist im Ausführungsbeispiel in einem Überdruckbereich des Lüfterradgehäuses 81 angeordnet, so dass der Referenzdruck des Druckdämpfers 36 im Betrieb des Verbrennungsmotors 12 höher als der Umgebungsdruck ist. Die Verbindungsöffnung 88 kann jedoch auch in einem Unterdruckbereich des Lüfterradgehäuses 81 angeordnet sein. Der Referenzdruck des in Fig. 10 nicht gezeigten Druckreglers 35 ist wie im ersten Ausführungsbeispiel gezeigt der Umgebungsdruck, so dass die Referenzdrücke von Druckregler 35 und Druckdämpfer 36 unterschiedlich sind.

[0037] Die unterschiedlichen Referenzdrücke von Druckregler 35 und Druckdämpfer 36 werden kompensiert. Hierzu kann die Feder 55 des Druckdämpfers 36 entsprechend schwach ausgelegt sein oder ganz entfallen. Alternativ oder zusätzlich kann eine Kompensation durch eine entsprechende Vorspannung der Dämpfungsmembran 54 des Druckdämpfers 36 erfolgen. Es kann auch vorgesehen sein, die Unterschiede der Referenzdrücke zu vernachlässigen. Alternativ kann auch eine elektronische Kompensation der Differenz der Referenzdrücke vorgesehen sein.

[0038] In einer alternativen Gestaltung ist ein digitaler Druckaufnehmer vorgesehen, der einen oder beide Referenzdrücke misst und auftretende Druckunterschiede elektronisch kompensiert. Zusätzlich kann ein Aktor vorgesehen sein, der entsprechend der gemessenen Druckunterschiede auf den Druckdämpfer einwirkt und die Druckunterschiede so kompensiert. Dies kann beispielsweise durch mechanische Verstellung einer Anlagefläche der Feder 55 erfolgen. Dadurch wird die Vorspannung der Feder 55 und damit die Ruhelage der Dämpfungsmembran 53 verändert. So können Druckunterschiede zwischen den Referenzdrücken kompensiert werden.

[0039] Bei dem in Fig. 11 gezeigten Ausführungsbeispiel der Kraftstoffzuführereinrichtung des Trennschleifers 1 (Fig. 1) ist der Druckdämpfer 36 nicht in der vom Druckregler 35 zum Einspritzventil 26 führenden Kraftstoffleitung 50 angeordnet, sondern stromab des Einspritzven-

tils 26 in der Rückleitung 58. Der Druck in der Rückleitung 58 entspricht im Wesentlichen dem Druck in der Kraftstoffleitung 50, insbesondere bei geschlossenem Einspritzventil 26. Dadurch wird bei dem in Fig. 11 gezeigten Ausführungsbeispiel die gleiche Druckdämpfung erreicht wie bei dem in Fig. 3 gezeigten Ausführungsbeispiel. Auch bei dem in Fig. 11 gezeigten Ausführungsbeispiel ist der Dämpfungsraum 53 des Druckdämpfers 36 vom Kraftstoff durchströmt, so dass die Bildung von Dampfblasen vermieden ist. Der Aufbau der Kraftstoffzuführereinrichtung aus Fig. 11 entspricht - bis auf die Anordnung des Druckdämpfers 36 - dem Aufbau des in Fig. 3 gezeigten Ausführungsbeispiels. Gleiche Bezugszeichen kennzeichnen einander entsprechende Elemente.

15

Patentansprüche

1. Verbrennungsmotor mit einer Kraftstoffzuführereinrichtung, wobei die Kraftstoffzuführereinrichtung eine Kraftstoffpumpe (34), einen Druckdämpfer (36) und ein Einspritzventil (26) besitzt, wobei der Druckdämpfer (36) eine Dämpfungsmembran (54) besitzt, die einen Dämpfungsraum (53) von einem Rückraum (56) trennt, wobei der Rückraum (56) des Druckdämpfers (36) mit einem ersten Referenzdruck beaufschlagt ist, **und wobei** die Kraftstoffzuführereinrichtung einen Druckregler (35) besitzt, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druckregler (35) den Druck des von der Kraftstoffpumpe (34) zum Einspritzventil (26) geförderten Kraftstoffs bezogen auf einen zweiten Referenzdruck des Druckreglers (35) regelt, **und dass** der erste Referenzdruck und der zweite Referenzdruck aufeinander abgestimmt sind.
2. Verbrennungsmotor nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Referenzdruck gleich dem zweiten Referenzdruck ist, wobei der erste Referenzdruck und der zweite Referenzdruck insbesondere der Umgebungsdruck sind.
3. Verbrennungsmotor nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Dämpfungsraum (53) im Strömungsweg des Kraftstoffs von der Kraftstoffpumpe (34) zu dem Einspritzventil (26) angeordnet ist.
4. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Dämpfungsraum (53) im Strömungsweg des Kraftstoffs von dem Einspritzventil (26) zu einem Kraftstofftank (32) der Kraftstoffzuführereinrichtung angeordnet ist.
5. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1

- bis 4,
dadurch gekennzeichnet, dass das Einspritzventil (26) in einem am Verbrennungsmotor (12) festgelegten Halter (24) angeordnet ist.
6. Verbrennungsmotor nach Anspruch 5,
dadurch gekennzeichnet, dass der Halter (24) ein Gehäuse (59) besitzt, wobei der Dämpfungsraum (53) des Druckdämpfers (36) von dem Gehäuse (59) des Halters (24) begrenzt ist.
7. Verbrennungsmotor nach Anspruch 5 oder 6,
dadurch gekennzeichnet, dass der Halter (24) an einem Kurbelgehäuse (14) des Verbrennungsmotors (12) angeordnet ist und einen Austrittskanal (71) für Kraftstoff besitzt, der in den Kurbelgehäuseinnenraum (31) mündet.
8. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet, dass der Rückraum (56) des Druckdämpfers (36) über eine Öffnung (57) mit dem ersten Referenzdruck beaufschlagt ist, die von einer Abdeckung (67) luftdurchlässig abgedeckt ist, wobei die Abdeckung (67) insbesondere ein gesintertes Metallsieb ist.
9. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet, dass von dem Dämpfungsraum (53) ein Verbindungskanal (73) bis zu einer Aufnahme (25) für das Einspritzventil (26) führt, wobei die Länge (1) des Verbindungskanals (73) vom Dämpfungsraum (53) bis zur Aufnahme (25) höchstens das 5fache des Durchmessers (d) des Verbindungskanals (73) beträgt.
10. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 9,
dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungs- membran (54) des Druckdämpfers (36) von einer Feder (55) in Richtung auf den Dämpfungsraum (53) belastet ist, wobei die Vorspannung der Feder (55) einstellbar ist.
11. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 10,
dadurch gekennzeichnet, dass der Druckdämpfer (36) im Rückraum (56) und im Dämpfungsraum (53) jeweils mindestens einen Anschlag (78, 79) zur Festlegung einer Endstellung der Dämpfungs- membran (54) besitzt.
12. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 11,
dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungs- membran (54) einen äußeren Rand (76) besitzt, der in einer gedachten Ebene (91) liegt, die mit einer
- 5 Längsmittelachse (92) des Einspritzventils (26) einen Winkel von weniger als etwa 30° einschließt.
13. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 12,
dadurch gekennzeichnet, dass die Kraftstoffpumpe (34) ein Pumpengehäuse (51) besitzt, in dem der Druckregler (35) angeordnet ist.
- 10 14. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 13,
dadurch gekennzeichnet, dass der Druckregler (35) eine Regelmembran (44) besitzt, die eine Regelkammer (43) begrenzt, wobei am Einlass in die Regelkammer (43) ein Einlassventil (42) angeordnet ist, das in Abhängigkeit der Stellung der Regelmembran (44) geöffnet oder geschlossen wird, und dass insbesondere an der der Regelkammer (43) abgewandten Seite der Regelmembran (44) ein Rückraum (47) ausgebildet ist, der vorteilhaft mit dem zweiten Referenzdruck beaufschlagt ist.
- 15 15. Verbrennungsmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 14,
dadurch gekennzeichnet, dass der Verbrennungsmotor ein Kurbelgehäuse (14) besitzt und dass die Kraftstoffpumpe (34) eine Pumpenmembran (39) besitzt, die von dem schwankenden Druck des Kurbelgehäuseinnenraums (31) beaufschlagt ist.
- 20
- 25
- 30
- 35
- 40
- 45
- 50
- 55

Claims

1. Internal combustion engine with a fuel supply device, wherein the fuel supply device comprises a fuel pump (34), a pressure damper (36) and an injector (26), wherein the pressure damper (36) has a damping diaphragm (54) which separates a damping chamber (53) from a back chamber (56), wherein a first reference pressure is applied to the back chamber (56) of pressure damper (36), and wherein the fuel supply device has a pressure regulator (33), **characterised in that** the pressure regulator (33) controls the pressure of the fuel delivered by the fuel pump (34) to the injector (26) on the basis of a second reference pressure of the pressure regulator (33), and **in that** the first reference pressure and the second reference pressure are matched to each other.
2. Internal combustion engine according to claim 1, **characterised in that** the first reference pressure is equal to the second reference pressure, the first reference pressure and the second reference pressure being ambient pressure in particular.
3. Internal combustion engine according to claim 1 or 2, **characterised in that** the damping chamber (53) is

- located in the flow path of the fuel from the fuel pump (34) to the injector (26).
4. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 3,
characterised in that the damping chamber (53) is located in the flow path of the fuel from the injector (26) to a fuel tank (32) of the fuel supply device. 5
5. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 4,
characterised in that the injector (26) is located on a holder (24) fixed to the internal combustion engine (12). 10
6. Internal combustion engine according to claim 5,
characterised in that the holder (24) has a housing (59), the damping chamber (53) of the pressure damper (36) being bounded by the housing (59) of the holder (24). 20
7. Internal combustion engine according to claim 5 or 6,
characterised in that the holder (24) is located on a crankcase (14) of the internal combustion engine (12) and has an outlet passage (71) for fuel which terminates into the crankcase interior (31). 25
8. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 7,
characterised in that the first reference pressure is applied to the back chamber (56) of the pressure damper (36) via an opening (57), which is covered by a cover (67) in an air-permeable manner, the cover (67) being a sintered metal sieve in particular. 30
9. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 8,
characterised in that a connecting passage (73) leads from the damping chamber (53) to a receptacle (25) for the injector (26), the length (1) of the connecting passage (73) from the damping chamber (53) to the receptacle (25) being a maximum of 5 times the diameter (d) of the connecting passage (73). 35
10. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 9,
characterised in that the damping diaphragm (54) of the pressure damper (36) is loaded towards the damping chamber (53) by a spring (55), the preload of the spring (55) being adjustable. 45
11. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 10,
characterised in that the pressure damper (36) has in the back chamber (56) and in the damping chamber (53) a stop (78, 79) each for determining an end position of the damping diaphragm (54). 50
12. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 11,
characterised in that the damping diaphragm (54) has an outer edge (76) lying in an imaginary plane (91), which encloses an angle of less than approximately 30 degrees with a longitudinal central axis (92) of the injector (26). 55
13. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 12,
characterised in that the fuel pump (34) has a pump housing (51), in which the pressure regulator (35) is located.
14. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 13,
characterised in that the pressure regulator (35) has a regulating diaphragm (44) bounding a regulating chamber (43), wherein an inlet valve (42) which is opened or closed as a function of the position of the regulating diaphragm (44) is located at the inlet into the regulating chamber (43), and **in that** a back chamber (47) to which the second reference pressure is advantageously applied is formed on the side of the regulating diaphragm (44) which is remote from the regulating chamber (43) in particular. 20
15. Internal combustion engine according to any of claims 1 to 14,
characterised in that the internal combustion engine has a crankcase (14), and **in that** the fuel pump (34) has a pump diaphragm (39), to which the fluctuating pressure of the crankcase interior (31) is applied. 25

Revendications

1. Moteur à combustion interne avec un dispositif d'alimentation en carburant, le dispositif d'alimentation en carburant comportant une pompe à carburant (34), un amortisseur de pression (36) et une soupape d'injection (26), l'amortisseur de pression (36) comportant une membrane d'amortissement (54) qui sépare un espace d'amortissement (53) d'un espace arrière (56), l'espace arrière (56) de l'amortisseur de pression (36) étant contraint avec une première pression de référence, et le dispositif d'alimentation en carburant comportant un régulateur de pression (35),
caractérisé en ce que le régulateur de pression (35) régule la pression du carburant refoulé par la pompe à carburant (34) vers la soupape d'injection (26), par rapport à une seconde pression de référence du régulateur de pression (35), et **en ce que** la première pression de référence et la seconde pression de référence sont adaptées l'une à l'autre. 30

2. Moteur à combustion interne selon la revendication 1,
caractérisé en ce que la première pression de référence est égale à la seconde pression de référence, la première pression de référence et la seconde pression de référence étant constituées en particulier par la pression ambiante. 5
3. Moteur à combustion interne selon la revendication 1 ou 2,
caractérisé en ce que l'espace d'amortissement (53) est disposé sur la trajectoire d'écoulement du carburant de la pompe à carburant (34) jusqu'à la soupape d'injection (26). 10
4. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 3,
caractérisé en ce que l'espace d'amortissement (53) est disposé sur la trajectoire d'écoulement du carburant de la soupape d'injection (26) jusqu'à un réservoir de carburant (32) du dispositif d'alimentation en carburant. 20
5. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 4,
caractérisé en ce que la soupape d'injection (26) est disposée dans un support (24) fixé au moteur à combustion interne (12). 25
6. Moteur à combustion interne selon la revendication 5,
caractérisé en ce que le support (24) comporte un boîtier (59), l'espace d'amortissement (53) de l'amortisseur de pression (36) étant délimité par le boîtier (59) du support (24). 30
7. Moteur à combustion interne selon la revendication 5 ou 6,
caractérisé en ce que le support (24) est disposé sur un carter de vilebrequin (14) du moteur à combustion interne (12) et comporte un conduit de sortie (71) pour le carburant, qui débouche dans l'espace intérieur de carter de vilebrequin (31). 40
8. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 7,
caractérisé en ce que l'espace arrière (56) de l'amortisseur de pression (36) est contraint avec une pression de référence par l'intermédiaire d'une ouverture (57) qui est couverte de manière perméable à l'air par un recouvrement (67), le recouvrement (67) étant constitué en particulier par un tamis en métal fritté. 45
9. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 8,
caractérisé en ce que de l'espace d'amortissement (53), un conduit de liaison (73) mène jusqu'à un logement (25) pour la soupape d'injection (26), la longueur (1) du conduit de liaison (73) de l'espace d'amortissement (53) jusqu'au logement (25) étant égale au maximum à 5 fois le diamètre (d) du conduit de liaison (73). 50
10. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 9,
caractérisé en ce que la membrane d'amortissement (54) de l'amortisseur de pression (36) est contrainte par un ressort (55) en direction de l'espace d'amortissement (53), la contrainte initiale du ressort (55) étant réglable. 55
11. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 10,
caractérisé en ce que l'amortisseur de pression (36) comporte dans l'espace arrière (56) et dans l'espace d'amortissement (53) respectivement au moins une butée (78, 79) pour fixer une position de fin de course de la membrane d'amortissement (54).
12. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 11,
caractérisé en ce que la membrane d'amortissement (54) présente un bord extérieur (76) situé dans un plan imaginaire (91) qui définit avec un axe longitudinal médian (92) de la soupape d'injection (26) un angle de moins de 30° environ. 25
13. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 12,
caractérisé en ce que la pompe à carburant (34) comporte un carter de pompe (51) dans lequel est disposé le régulateur de pression (35). 30
14. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 13,
caractérisé en ce que le régulateur de pression (35) comporte une membrane régulatrice (44) qui délimite une chambre régulatrice (43), une soupape d'admission (42) qui s'ouvre ou se ferme en fonction de la position de la membrane régulatrice (44) étant disposée à l'entrée de la chambre régulatrice (43), et **en ce que** sur le côté de la membrane régulatrice (44) opposé à la chambre régulatrice (43), en particulier, est formé un espace arrière (47) qui est avantageusement contraint avec la seconde pression de référence. 40
15. Moteur à combustion interne selon l'une des revendications 1 à 14,
caractérisé en ce que le moteur à combustion interne comporte un carter de vilebrequin (14), et **en ce que** la pompe à carburant (34) comporte une membrane de pompe (39) qui est contrainte par la pression variable de l'espace intérieur de carter de vilebrequin (31). 50

Fig. 1

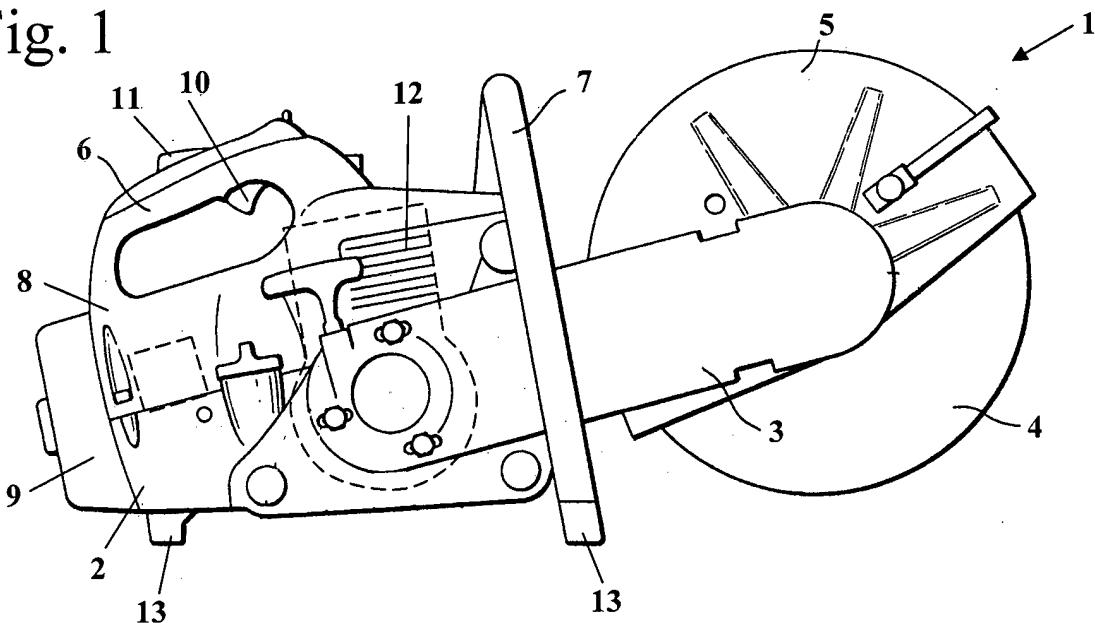


Fig. 2

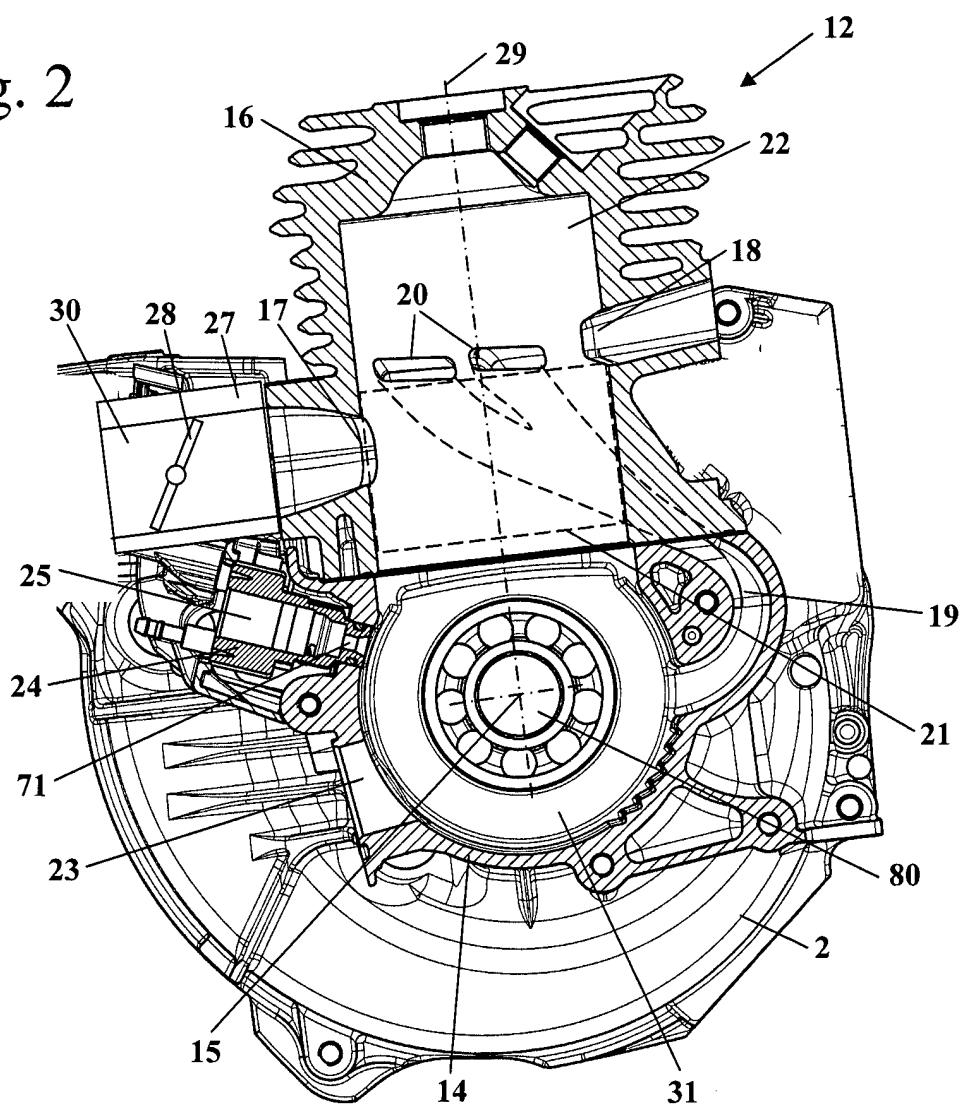


Fig. 3

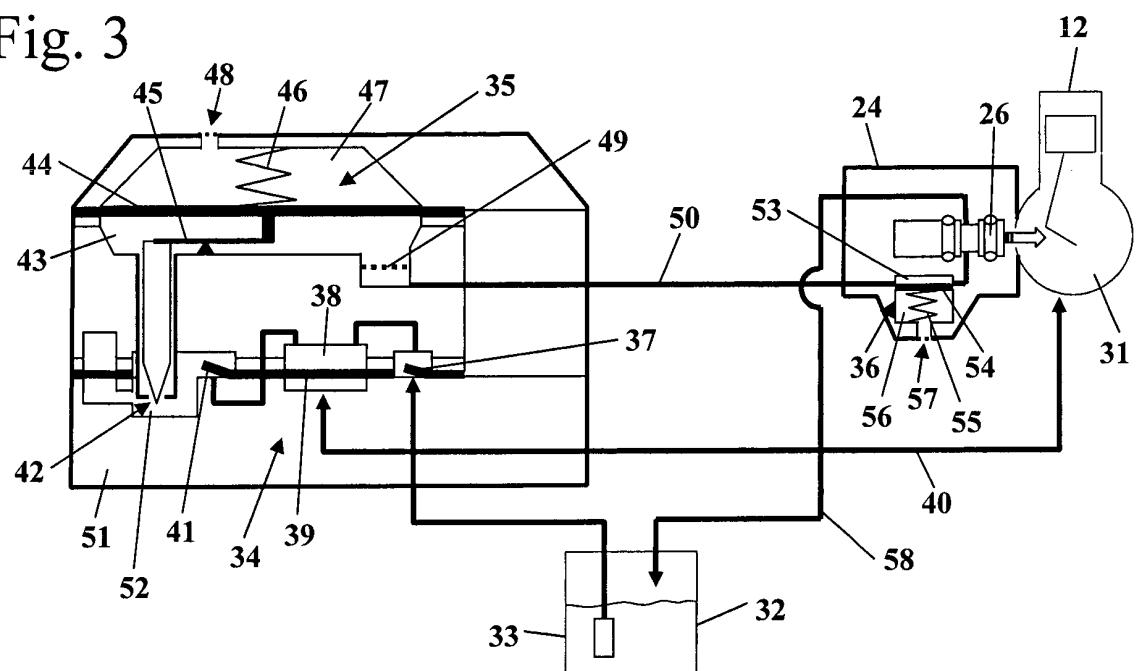


Fig. 4

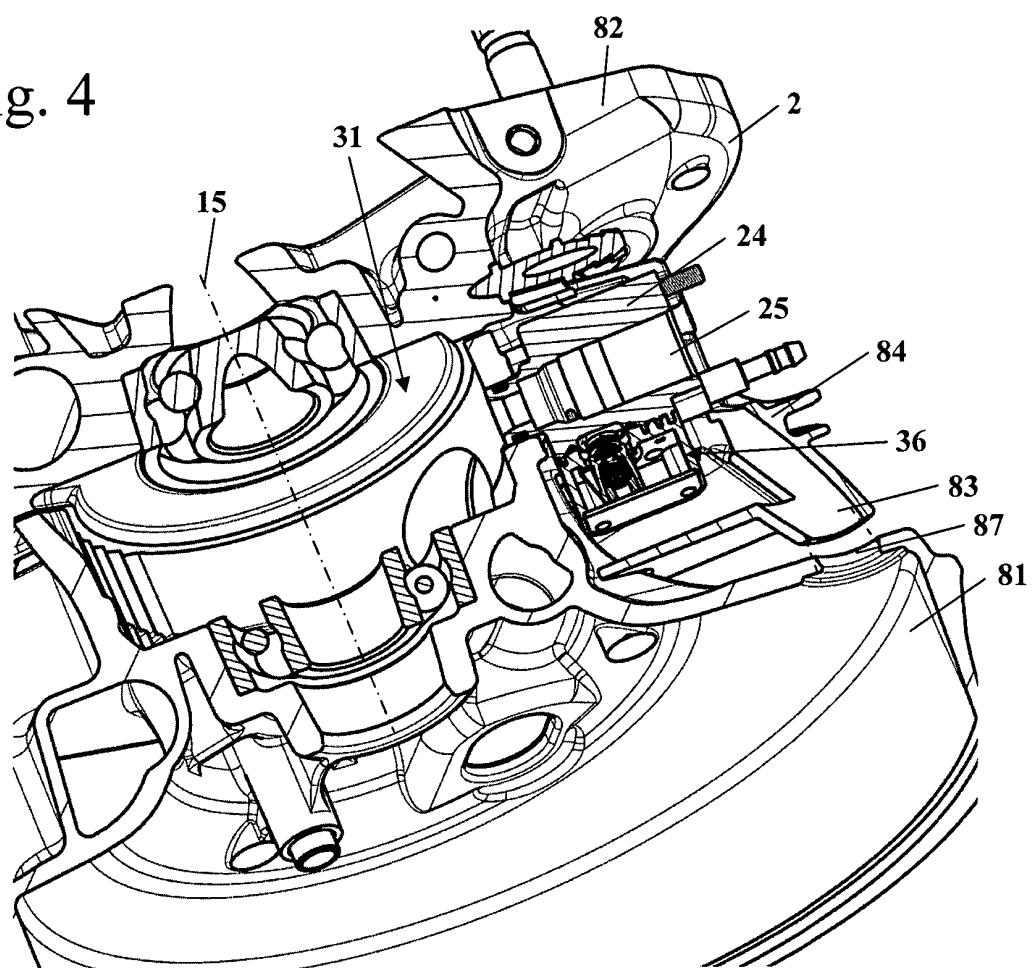


Fig. 5

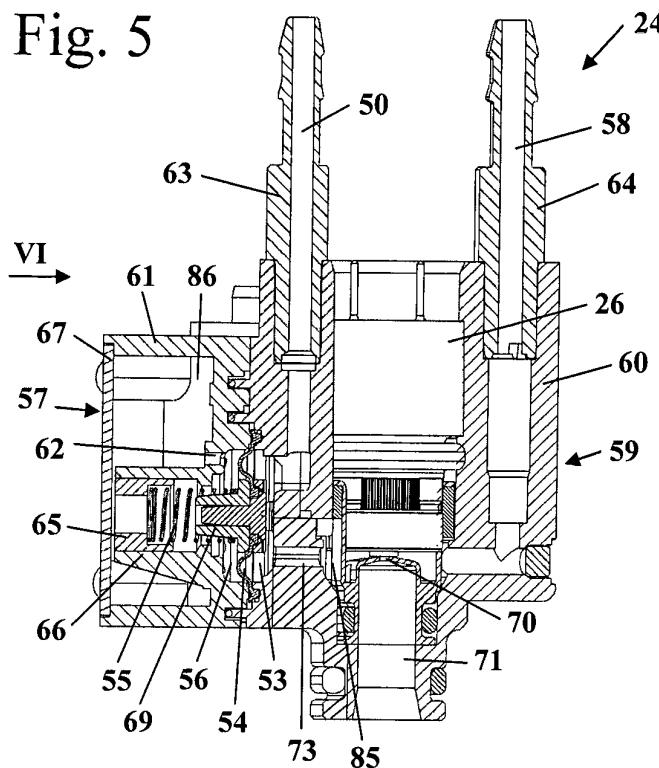


Fig. 6

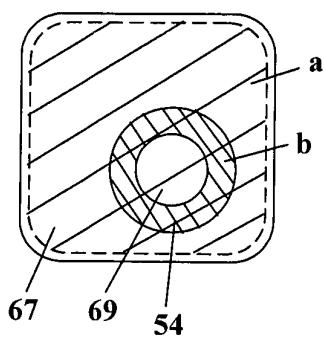


Fig. 7

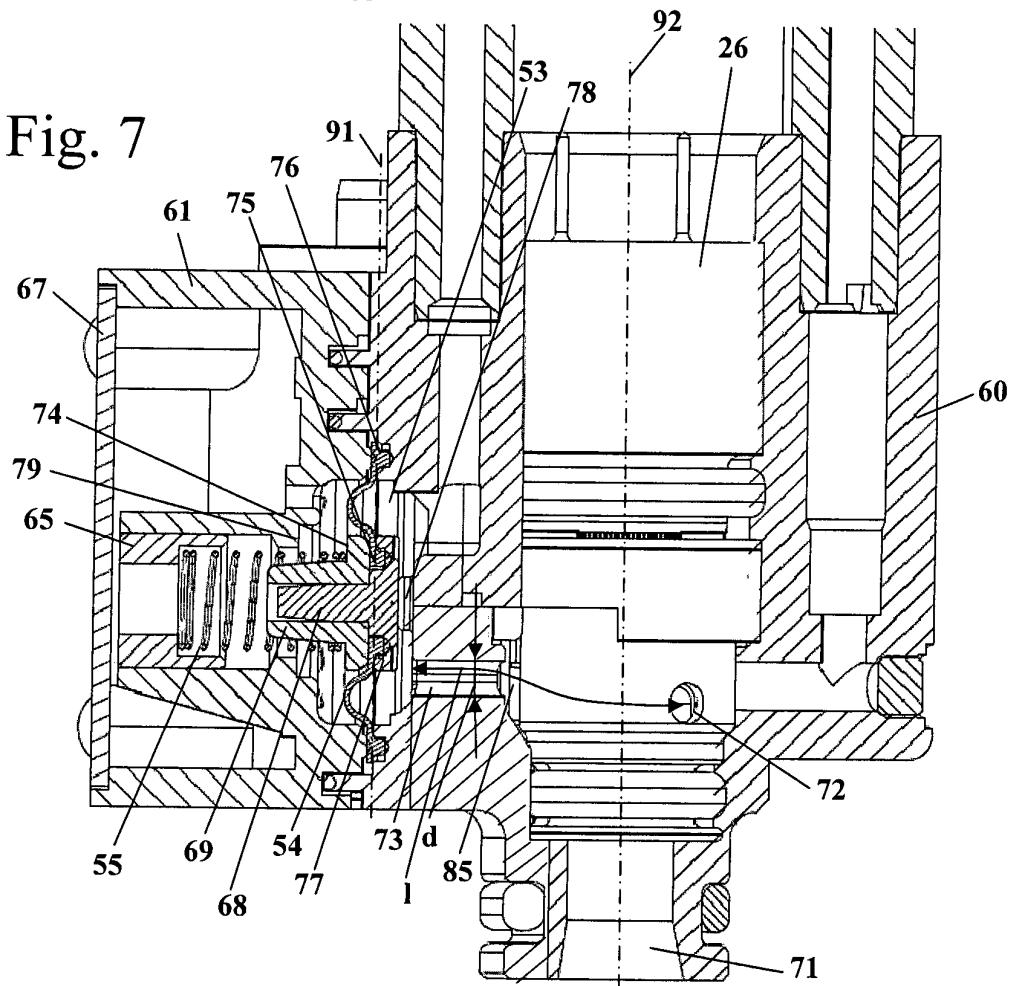


Fig. 8

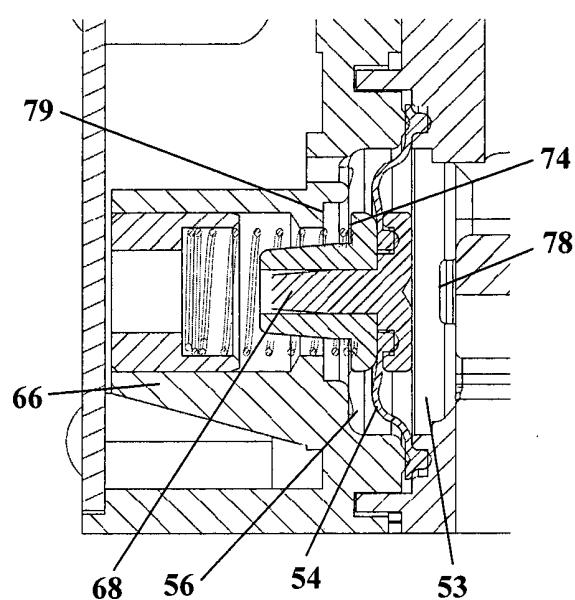


Fig. 9

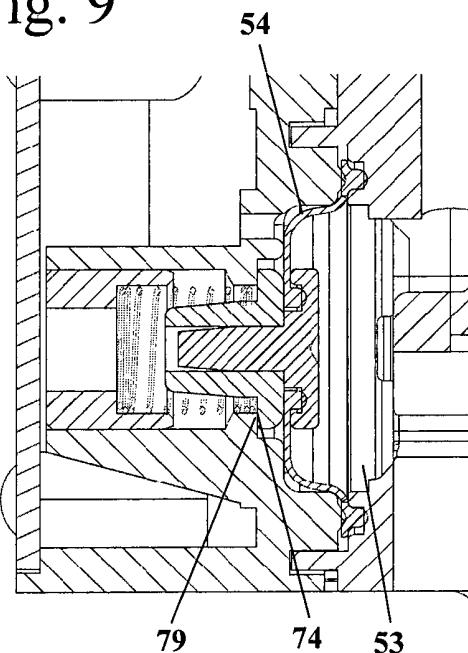


Fig. 10

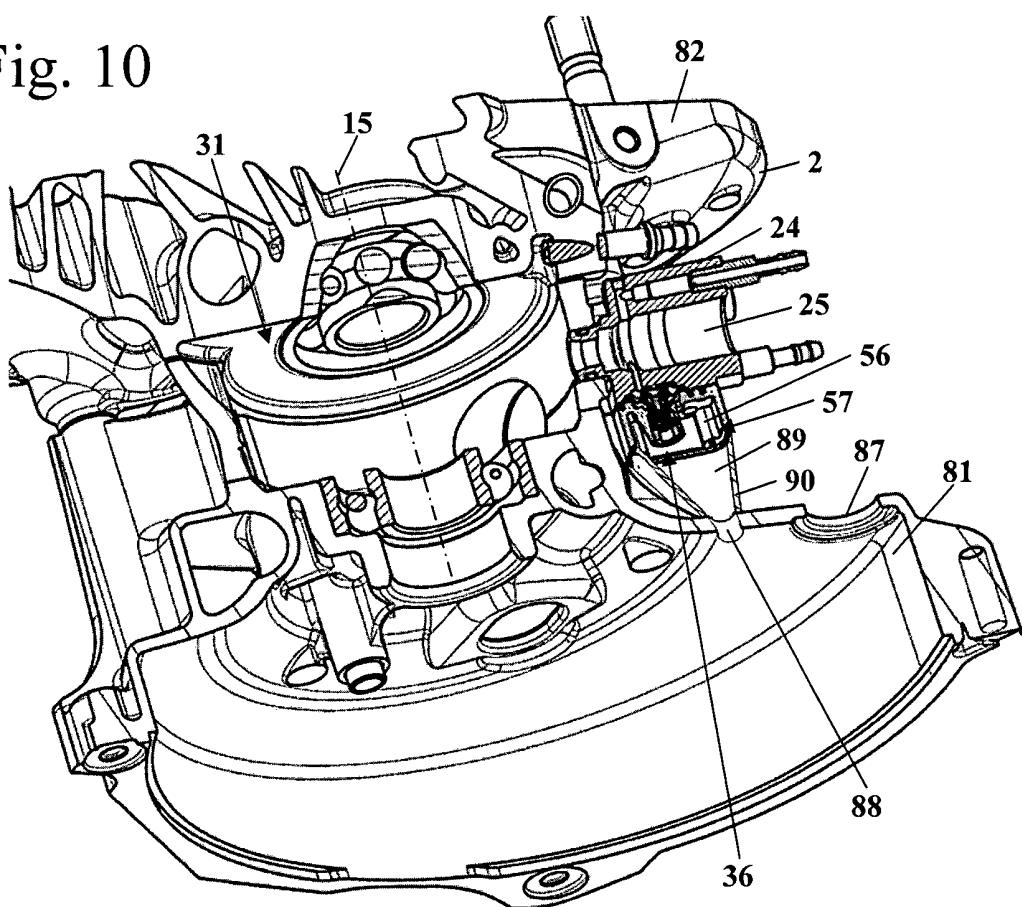
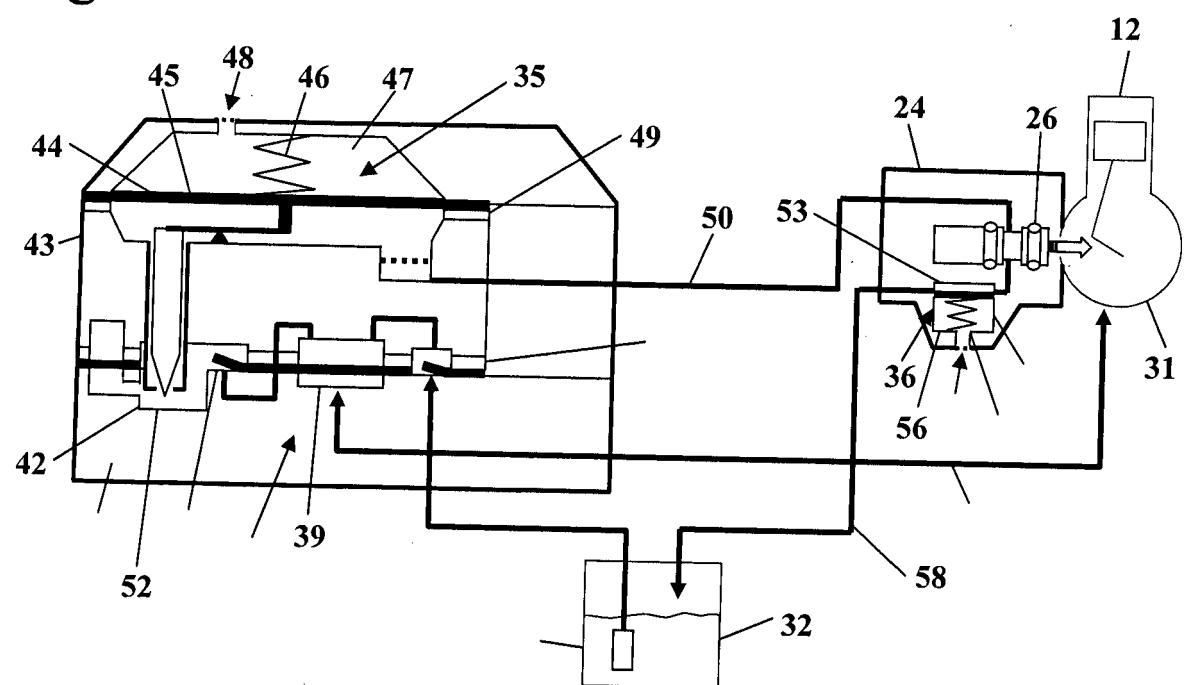


Fig. 11



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

- DE 4223756 A1 **[0002]**
- EP 0280923 A2 **[0003]**