

(19)



(11)

EP 3 557 013 A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
23.10.2019 Patentblatt 2019/43

(51) Int Cl.:
F01L 9/02 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **19170034.3**

(22) Anmeldetag: **18.04.2019**

(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**

(72) Erfinder: **TOTEV, Lachezar**
1836 Sofia (BG)

(74) Vertreter: **TBK**
Bavariaring 4-6
80336 München (DE)

(30) Priorität: **19.04.2018 DE 102018109385**

(71) Anmelder: **L.T.A.G. Ltd.**
Sofia City (BG)

(54) **HYDRAULISCHER VENTILTRIEB FÜR EIN ZYLINDERVENTIL EINER
BRENNKRAFTMASCHINE**

(57) Ein hydraulischer Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine hat eine hydraulische Bremse, die eine Bewegung eines Steuerkolbens von seiner Ruhestellung in seine Arbeitsstellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase abbremst. Durch Vorsehen der hydraulischen Bremse, die die Bewegung des Steuerkolbens von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung abbremst, kann ein Geräusch minimiert werden, das der Steuerkolben bei Erreichen der Arbeitsstellung bspw. infolge eines Auftreffens auf einen Anschlag, ein Gehäuse, etc. erzeugt.

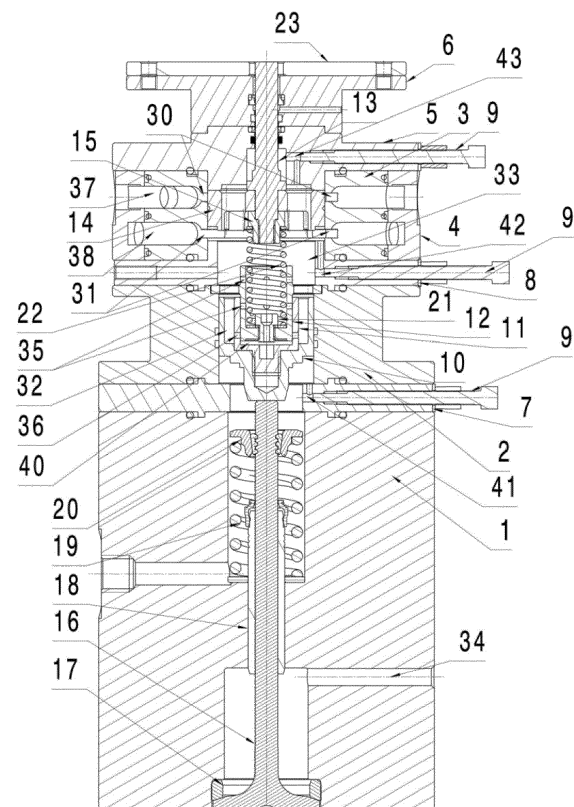


FIG. 1

EP 3 557 013 A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft einen hydraulischen Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine.

STAND DER TECHNIK

[0002] WO 2016/000048 A1 offenbart einen hydraulischen Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine. Der Ventiltrieb weist einen Steuerkolben sowie einen Arbeitskolben auf, die in einem Gehäuse hin- und herbewegbar sind. Der hydraulische Ventiltrieb weist Bremsmechanismen auf, um eine Bewegung des Steuerkolbens bzw. des Arbeitskolbens abzubremsen, so dass eine Geräuscherzeugung minimiert und eine Betriebsgenauigkeit gewährleistet wird.

[0003] Ausgehend von diesem Stand der Technik ist es die Aufgabe der Erfindung einen hydraulischen Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine vorzusehen, das einen einfachen Aufbau hat und eine Geräuscherzeugung weiter minimiert.

[0004] Die Aufgabe der Erfindung wird mit einem hydraulischen Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine gemäß Patentanspruch 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

[0005] Der erfindungsgemäße Ventiltrieb für ein Zylinderventil einer Brennkraftmaschine weist folgendes auf:

ein Gehäuse (einteilig oder mehrteilig) mit einem Einlasskanal und einem Auslasskanal, einen Steuerkolben, der in dem Gehäuse angeordnet ist und zwischen einer Ruhestellung, in der er den Einlasskanal schließt, während der Auslasskanal geöffnet ist, und einer Arbeitsstellung hin- und herbewegbar ist, in der er den Auslasskanal schließt, während der Einlasskanal geöffnet ist, wobei eine Bewegung des Steuerkolbens in die Arbeitsstellung einen Druckanstieg im Inneren des Gehäuses aufgrund eines Einstromens von Hydraulikfluid durch den Einlasskanal bewirkt und eine Bewegung des Steuerkolbens in die Ruhestellung einen Druckabfall im Inneren des Gehäuses aufgrund eines Ausstromens von Hydraulikfluid aus dem Auslasskanal bewirkt, einen Arbeitskolben, der in dem Gehäuse angeordnet ist, der mit dem Zylinderventil wirkverbunden ist und der sich in Abhängigkeit des Druckanstiegs und des Druckabfalls im Inneren des Gehäuses hin- und herbewegt, um das Zylinderventil zu öffnen und zu schließen, und eine hydraulische Bremse, die eine Bewegung des Steuerkolbens von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase abbremst.

[0006] Durch Vorsehen der hydraulischen Bremse, die die Bewegung des Steuerkolbens von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung abbremst, kann ein Geräusch minimiert werden, das der Steuerkolben bei Erreichen der Arbeitsstellung bspw. infolge eines Auftreffens auf einen Anschlag, das Gehäuse, etc. erzeugt. Da darüber hinaus die hydraulische Bremse erst in der Bewegungsendphase (d.h. kurz vor Erreichen der Arbeitsstellung) aktiv ist, d.h. die Bewegung des Steuerkolbens abbremst, kann ein schneller und zuverlässiger Betrieb des Steuerkolbens erzielt werden. Da die Bremse nach dem Prinzip der Erhöhung eines Strömungswiderstands funktioniert, ist ein Aufbau des hydraulischen Ventiltriebs vereinfacht und die Zahl von Verschleißteilen ist minimiert. Zudem wird eine gleichmäßig ansteigende Bremswirkung erzielt.

[0007] Bevorzugt wird der Strömungswiderstand bei der hydraulischen Bremse dadurch erhöht, dass in der Bewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Steuerkolben durch einen Bremskanal gedrückt wird.

[0008] Dies stellt eine äußerst einfache, zuverlässige und kostengünstige Ausgestaltung der hydraulischen Bremse dar.

[0009] Bevorzugt ist die hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine an dem Steuerkolben ausgebildete umlaufende Stufe und den Bremskanal ausgebildet.

[0010] Bevorzugt gelangt eine sich in Axialrichtung des Steuerkolbens erstreckende Fläche der umlaufenden Stufe in der Bewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Wandfläche eines Abschnitts, in dem der Bremskanal ausgebildet ist, in Überdeckung und trennt dabei in Zusammenwirkung mit einer sich in Radialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Fläche der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Wandfläche des Gehäuses, sowie einer sich in Radialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Bremskanalfläche, in die der Bremskanal öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab, und der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids wird durch den Bremskanal gedrückt.

[0011] Diese Ausgestaltung stellt eine einfache und kostengünstige Möglichkeit dar, die hydraulische Bremse zu realisieren.

[0012] Bevorzugt ist die Bremskanalfläche eine Anschlagfläche für den Steuerkolben, an der der Steuerkolben in der Arbeitsstellung anliegt.

[0013] Durch diese Funktionsintegration von Anschlagfläche und Bremskanalfläche wird der Bauraum effektiv genutzt und ein Aufbau des hydraulischen Ventiltriebs wird vereinfacht.

[0014] Bevorzugt ist der Bremskanal in einem Dämpfungsring (bspw. ein elastisches Bauteil wie ein Gummibauteil) angeordnet, der zwischen Gehäuseteilen des Gehäuses angeordnet ist, oder ist in dem Gehäuse ausgebildet.

[0015] Das Vorsehen des Bremskanals in dem Dämpfungsring

fungsring bzw. in dem Gehäuse, die ohnehin schon Bestandteile des hydraulischen Ventiltriebs sind, ermöglicht eine einfache, platz- und bauteilsparende Konstruktion des hydraulischen Ventiltriebs. Falls der Bremskanal in dem Dämpfungsring angeordnet ist und der Dämpfungsring die Anschlagfläche für den Steuerkolben bildet, kann eine Geräuschentwicklung aufgrund der dämpfenden Eigenschaften des Dämpfungsrings weiter minimiert werden.

[0016] Bevorzugt weist der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine zweite hydraulische Bremse auf, die eine Bewegung des Steuerkolbens von der Arbeitsstellung in die Ruhestellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase abbremst.

[0017] Durch Vorsehen der zweiten hydraulischen Bremse, die die Bewegung des Steuerkolbens von der Arbeitsstellung in die Ruhestellung abbremst, kann ein Geräusch minimiert werden, das der Steuerkolben bei Erreichen der Ruhestellung bspw. infolge eines Auftreffens auf einen Anschlag, das Gehäuse, etc. erzeugt. Da darüber hinaus die zweite hydraulische Bremse erst in der Bewegungsendphase (d.h. kurz vor Erreichen der Ruhestellung) aktiv ist, d.h. die Bewegung des Steuerkolbens abbremst, kann ein schneller und zuverlässiger Betrieb des Steuerkolbens erzielt werden. Da die zweite hydraulische Bremse nach dem Prinzip der Erhöhung eines Strömungswiderstands funktioniert, ist ein Aufbau des hydraulischen Ventiltriebs vereinfacht und die Zahl von Verschleißteilen ist minimiert. Zudem wird eine gleichmäßig ansteigende Bremswirkung erzielt.

[0018] Bevorzugt wird bei der zweiten hydraulischen Bremse der Strömungswiderstand dadurch erhöht, dass in der Bewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Steuerkolben durch einen zweiten Bremskanal gedrückt wird.

[0019] Dies stellt eine äußerst einfache, zuverlässige und kostengünstige Ausgestaltung der zweiten hydraulischen Bremse dar.

[0020] Bevorzugt ist die zweite hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine umlaufende Schulter des Steuerkolbens und den zweiten Bremskanal vorgesehen.

[0021] Bevorzugt gelangt eine sich in Radialrichtung des Steuerkolbens erstreckende Fläche der Schulter in der Bewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Wandfläche des Gehäuses in Überdeckung und trennt dabei in Zusammenarbeit mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Fläche des Steuerkolbens sowie einer Innenwandfläche des Gehäuses, in die der zweite Bremskanal öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab, und der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids wird durch den zweiten Bremskanal gedrückt.

[0022] Diese Ausgestaltung stellt eine einfache und kostengünstige Möglichkeit dar, die zweite hydraulische

Bremse zu realisieren.

[0023] Bevorzugt ist der zweite Bremskanal in dem Gehäuse ausgebildet. Er kann aber auch in einem anderen Bauteil ausgebildet sein. Das Vorsehen des Bremskanals in dem Gehäuse, das ohnehin schon Bestandteil des hydraulischen Ventiltriebs ist, ermöglicht eine einfache, platz- und bauteilsparende Konstruktion des hydraulischen Ventiltriebs.

[0024] Bevorzugt weist der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine dritte hydraulische Bremse auf, die eine Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckanstiegs im Inneren des Gehäuses durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase abbremst.

[0025] Durch Vorsehen der dritten hydraulischen Bremse, die die Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckanstiegs im Inneren des Gehäuses abbremst, kann ein Geräusch minimiert werden, das der Arbeitskolben bei Erreichen seiner Endlage bspw. infolge eines Auftreffens auf einen Anschlag, das Gehäuse, etc. erzeugt. Da darüber hinaus die dritte hydraulische Bremse erst in der Arbeitskolbenbewegungsendphase (d.h. kurz vor Erreichen der entsprechenden Kolbenendlage) aktiv ist, d.h. die Bewegung des Arbeitskolbens abbremst, kann ein schneller und zuverlässiger Betrieb des Arbeitskolbens erzielt werden. Da die dritte hydraulische Bremse nach dem Prinzip der Erhöhung eines Strömungswiderstands funktioniert, ist ein Aufbau des hydraulischen Ventiltriebs vereinfacht und die Zahl von Verschleißteilen ist minimiert. Zudem wird eine gleichmäßig ansteigende Bremswirkung erzielt.

[0026] Bevorzugt ist die Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckanstiegs im Inneren des Gehäuses eine Bewegung, die zum Öffnen des Zylinderventils führt. Alternativ kann sie aber auch eine Bewegung sein, die zum Schließen des Zylinderventils führt.

[0027] Bevorzugt wird bei der dritten hydraulischen Bremse der Strömungswiderstand dadurch erhöht, dass in der Arbeitskolbenbewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Arbeitskolben durch einen dritten Bremskanal gedrückt wird.

[0028] Dies stellt eine äußerst einfache, zuverlässige und kostengünstige Ausgestaltung der hydraulischen Bremse dar.

[0029] Bevorzugt ist die dritte hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine an dem Arbeitskolben umlaufende Stufe und den dritten Bremskanal ausgebildet.

[0030] Bevorzugt gelangt eine sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens erstreckende Fläche der umlaufenden Stufe in der Arbeitskolbenbewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens erstreckenden Wandfläche eines Abschnitts, in dem der dritte Bremskanal ausgebildet ist, in Überdeckung und trennt dabei in Zusammenarbeit mit einer sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens erstreckenden Fläche der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens erstreckenden Wandfläche des Gehäuses, sowie einer

sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens erstreckenden Bremskanalfläche, in die der Bremskanal öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab, und der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids wird durch den dritten Bremskanal gedrückt.

[0031] Diese Ausgestaltung stellt eine einfache und kostengünstige Möglichkeit dar, die dritte hydraulische Bremse zu realisieren.

[0032] Bevorzugt ist der dritte Bremskanal in einem Dämpfungsring, über den der Ventiltrieb an einem Zylinderkopf der Brennkraftmaschine zu befestigen ist, oder in dem Gehäuse ausgebildet.

[0033] Das Vorsehen des dritten Bremskanals in dem Dämpfungsring bzw. in dem Gehäuse, die ohnehin schon Bestandteile des hydraulischen Ventiltriebs sind, ermöglicht eine einfache, platz- und bauteilsparende Konstruktion des hydraulischen Ventiltriebs. Falls der dritte Bremskanal in dem Dämpfungsring angeordnet ist und der Dämpfungsring eine Anschlagfläche für den Arbeitskolben bildet, kann eine Geräuscentwicklung aufgrund der dämpfenden Eigenschaften des Dämpfungsringes weiter minimiert werden.

[0034] Bevorzugt weist der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine vierte hydraulische Bremse auf, die eine Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckabfalls im Inneren des Gehäuses durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase abbremst.

[0035] Durch Vorsehen der vierten hydraulischen Bremse, die die Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckabfalls im Inneren des Gehäuses abbremst, kann ein Geräusch minimiert werden, das der Arbeitskolben bei Erreichen seiner Endlage bspw. infolge eines Auftreffens auf einen Anschlag, das Gehäuse, ein anderes Bauteil etc. erzeugt. Da darüber hinaus die vierte hydraulische Bremse erst in der Arbeitskolbenbewegungsendphase (d.h. kurz vor Erreichen der entsprechenden Kolbenendlage) aktiv ist, d.h. die Bewegung des Arbeitskolbens abbremst, kann ein schneller und zuverlässiger Betrieb des Arbeitskolbens erzielt werden. Da die vierte hydraulische Bremse nach dem Prinzip der Erhöhung eines Strömungswiderstands funktioniert, ist ein Aufbau des hydraulischen Ventiltriebs vereinfacht und die Zahl von Verschleißteilen ist minimiert. Zudem wird eine gleichmäßig ansteigende Bremswirkung erzielt.

[0036] Bevorzugt ist die Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckabfalls im Inneren des Gehäuses eine Bewegung, die zum Schließen des Zylinderventils führt. Alternativ kann sie aber auch eine Bewegung sein, die zum Öffnen des Zylinderventils führt.

[0037] Bevorzugt wird bei der vierten hydraulischen Bremse der Strömungswiderstand dadurch erhöht, dass eine maximal mögliche Hydraulikfluidausströmung aus einer Fluidkammer, die der Arbeitskolben mit einem an dem Gehäuse fixierten Bauteil bildet und deren Vo-

lumen sich mit einer Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckabfalls verringert, in der Arbeitskolbenbewegungsendphase verringert wird.

[0038] Dies stellt eine äußerst einfache, platzsparende, zuverlässige und kostengünstige Ausgestaltung der vierten hydraulischen Bremse dar.

[0039] Bevorzugt weist das Bauteil mindestens eine Öffnung auf, durch die hindurch ein Hydraulikfluid aus der Fluidkammer ausströmen kann, und der Arbeitskolben weist mindestens eine Öffnung auf, durch die hindurch ein Hydraulikfluid aus der Fluidkammer ausströmen kann, und der Ventiltrieb ist so gestaltet, dass bei einer Bewegung des Arbeitskolbens infolge eines Druckabfalls ein Hydraulikfluid aus der Fluidkammer zunächst durch sowohl die Öffnung des Bauteils als auch durch die Öffnung des Arbeitskolbens ausströmt, und anschließend, in der Arbeitskolbenbewegungsendphase, lediglich durch die Öffnung des Bauteils ausströmt.

[0040] Diese Ausgestaltung stellt eine einfache und kostengünstige Möglichkeit dar, die vierte hydraulische Bremse zu realisieren.

[0041] Bevorzugt hat der hydraulische Ventiltrieb ein elektromagnetisches Antriebssystem, das gestaltet ist, um den Steuerkolben zwischen der Ruheposition und der Arbeitsposition hin- und herzubewegen. Das elektromagnetische Antriebssystem ermöglicht einen genauen und schnellen Einstellung sowie einen zuverlässigen Betrieb des Steuerkolbens.

[0042] Bevorzugt weist der hydraulische Ventiltrieb ein Ausgleichsbauteil auf, das ein nach oben geöffneter Zylinder ist und das an dem Bremszylinder anliegt, wobei eine Endhülse des Steuerkolbens axial verschieblich in dem Ausgleichsbauteil aufgenommen ist.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0043] Nachstehend werden bevorzugte Ausführungsbeispiele der Erfindung mit Bezug auf die begleitenden Zeichnungen beschrieben.

Fig. 1 ist eine Längsschnittansicht des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel sowie eines Teils eines Zylinderkopfs einer Brennkraftmaschine, an dem der hydraulische Ventiltrieb montiert ist, wobei Fig. 1 einen Zustand zeigt, in dem ein in dem Zylinderkopf aufgenommenes Zylinderventil durch den Ventiltrieb geschlossen ist.

Fig. 2A ist eine Längsschnittansicht des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs und Fig. 2B ist eine Draufsicht des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs, wobei Fig. 2A und 2B einen Zustand zeigen, in dem das in dem Zylinderkopf aufgenommene Zylinderventil durch den Ventiltrieb geöffnet ist.

Fig. 3 ist eine Querschnittsansicht entlang Linie B-

B in Fig. 2.

Fig. 4A ist eine Teilansicht des hydraulischen Ventiltriebs und stellt einen ersten Betriebszustand des hydraulischen Ventiltriebs dar.

Fig. 4B ist eine Teilansicht des hydraulischen Ventiltriebs und stellt einen zweiten Betriebszustand des hydraulischen Ventiltriebs dar.

Fig. 4C ist eine Teilansicht des hydraulischen Ventiltriebs und stellt einen dritten Betriebszustand des hydraulischen Ventiltriebs dar.

Fig. 4D ist eine Teilansicht des hydraulischen Ventiltriebs und stellt einen vierten Betriebszustand des hydraulischen Ventiltriebs dar.

Fig. 5A zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem eine hydraulische Bremse, die in einem noch nicht aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 5B zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem die hydraulische Bremse, die in einem aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 5C zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem eine zweite hydraulische Bremse, die in einem noch nicht aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 5D zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem die zweite hydraulische Bremse, die in einem aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 5E zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem eine dritte hydraulische Bremse, die in einem noch nicht aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 5F zeigt vergrößert einen Bereich des hydraulischen Ventiltriebs, in dem die dritte hydraulische Bremse, die in einem aktivierten Zustand ist, vorgesehen ist.

Fig. 6 ist eine Längsschnittansicht des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel sowie eines Teils eines Zylinderkopfs einer Brennkraftmaschine, an dem der hydraulische Ventiltrieb montiert ist.

Fig. 7A ist eine Längsschnittansicht einer Modifikation gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel.

Fig. 7B ist eine Teilansicht einer Modifikation des

hydraulischen Ventiltriebs gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel.

BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELE

Erstes Ausführungsbeispiel

[0044] Der konstruktive Aufbau des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs für ein Zylinderventil eines Verbrennungsmotors gemäß einem ersten Ausführungsbeispiel wird zunächst mit Bezug auf Figuren 1 bis 3 erklärt.

[0045] Der hydraulische Ventiltrieb hat ein Gehäuse, das im vorliegenden Fall mehrteilig ausgebildet ist. Im Speziellen ist das Gehäuse im Wesentlichen aus einem Arbeitskolbengehäuse 2, einem Steuerkolbengehäuse 3 und einem Abschlussdeckel 5 gebildet.

[0046] Das Arbeitskolbengehäuse 2 begrenzt in radialer Richtung einen Arbeitsbereich 32 und nimmt darin einen Arbeitskolben 10, 11 auf, der in diesem Ausführungsbeispiel zweiteilig aufgebaut ist, d.h. aus einem ersten Kolbenteil 10 und einem zweiten Kolbenteil 11, die formschlüssig miteinander verbunden sind. Der Arbeitskolben 10, 11 ist in dem Arbeitskolbengehäuse 2 radial abgestützt und axial verschieblich aufgenommen. Die Endlage des Arbeitskolbens 10, 11 nach unten in Fig. 1 und 2 wird durch eine axiale Anlage des Arbeitskolbens 10, 11 an einem Dämpfungsring 7 bestimmt, über den das Arbeitskolbengehäuse 2 an einem Zylinderkopf 1 angeflanscht bzw. befestigt ist (alternativ kann das Arbeitskolbengehäuse 2 auch direkt an dem Zylinderkopf 1 befestigt sein; in diesem Fall kann die axiale Endlage des Arbeitskolbens 10, 11 durch den Zylinderkopf 1 oder ein mit diesem verbundenen Bauteil bestimmt sein). Die Endlage des Arbeitskolbens 10, 11 nach oben bleibt unbestimmt, um eine Wärmeausdehnung eines in dem Zylinderkopf 1 aufgenommen Ventils 16 ausgleichen zu können. Das zweite Kolbenteil 11 des Arbeitskolbens 10, 11 weist in Bodennähe radiale Öffnungen 36 auf.

[0047] Des Weiteren ist in dem Arbeitskolbengehäuse 2 ein nach oben geöffneter Bremszylinder 12 angeordnet, der mittels eines Sicherungsringes an dem Arbeitskolbengehäuse 2 in axialer Richtung fixiert ist. Der Bremszylinder 12 ist koaxial zu dem Arbeitskolben 10, 11 angeordnet und der Bremszylinder 12 ist teilweise in dem zweiten Kolbenteil 11 derart angeordnet, dass der Bremszylinder 12 durch das zweite Kolbenteil 11 in radialer Richtung festgelegt ist und der Arbeitskolben 10, 11 in axialer Richtung relativ zu dem Bremszylinder 12 verschieblich ist. Der Bremszylinder 12 ist in seiner Bodenfläche mit einem Drosselventil 21 versehen. Das Drosselventil 21 kann als austauschbares Bauteil ausgeführt sein oder kann in dem Bremszylinder 12 integriert sein. Statt des Drosselventils 21 kann auch lediglich eine Öffnung bzw. eine Bohrung vorgesehen sein. Des Weiteren ist der Bremszylinder 12 im Bereich seiner axialen Mitte und seinem oberen Ende mit radialen Öffnungen

35 versehen. Die äußere untere Fläche des Bremszylinders 12 begrenzt zusammen mit der inneren Fläche des zweiten Kolbenteils 11 eine Fluidkammer 40.

[0048] Oberhalb des Bremszylinders 12 definieren eine Innenumfangsfläche des Dämpfungsring 8, des Steuerkolbengehäuses 3 und des Abschlussdeckels 5 einen Hohlraum, der als Steuerbereich 33 bezeichnet wird. In dem Steuerbereich 33 ist ein Steuerkolben axial verschieblich aufgenommen.

[0049] Der Steuerkolben besteht in diesem Ausführungsbeispiel aus einem Kolbenring 14, der über eine Endhülse 15 mit einer Steuerkolbenwelle 13 verbunden ist. Der Steuerkolben kann einen beliebigen anderen Aufbau haben und bspw. einstückig ausgebildet sein. Der Steuerkolben ist durch eine Steuerkolbenfeder 22 gegen den Bremszylinder 12 vorgespannt, d.h. die Steuerkolbenfeder 22 ist teilweise in dem Bremszylinder 12 aufgenommen und an diesem abgestützt. In Ruhestellung wird der Steuerkolben durch die Steuerkolbenfeder 22 in seine obere Endlage gedrängt, die durch eine Anlage an dem Abschlussdeckel 5 definiert ist, wie in Fig. 1 gezeigt ist. Die untere Endlage des Steuerkolbens ist durch einen Anschlag an dem Dämpfungsring 8 festgelegt. Die Steuerkolbenwelle 13 wird durch den Abschlussdeckel 5 sowie einen weiteren Abschlussdeckel 6 geführt und ist mit einem elektromagnetischen Antriebssystem 23 (bspw. ein Hubmagnet, ein magnetisches Schwingungssystem, etc.) wirkgekoppelt, das in Fig. 1 nur schematisch angedeutet ist und in diesem Ausführungsbeispiel an dem Abschlussdeckel 6 angeflanscht ist. Mittels des elektromagnetischen Antriebssystems 23 kann der Steuerkolben zwischen seinen zwei Endlagen axial hin- und herbewegt werden.

[0050] Ein Anschlussring 4 erstreckt sich um das Steuerkolbengehäuse 3 herum. Ein Einlasskanal 30 und ein Auslasskanal 31 sind in dem Steuerkolbengehäuse 3 ausgebildet und öffnen in den Steuerbereich 33. Im Speziellen besteht der Einlasskanal 30 aus einer radialen Verbindung zwischen dem Steuerbereich 33 und einem Zwischenvolumen 37, welches radial durch den Anschlussring 4 begrenzt wird und über diesen an ein nicht dargestelltes Fluidversorgungssystem angeschlossen ist. Die radiale Verbindung ist hier als umlaufende Nut ausgeführt. Topologisch identisch ist der unterhalb des Einlasskanals 30 angeordnete Auslasskanal 31 mit seinem Zwischenvolumen 38 aufgebaut. Fig. 3 zeigt dabei einen Schnitt durch den Auslasskanal 31 und das Zwischenvolumen 38 (in diesem Ausführungsbeispiel sind acht Zwischenvolumina 38 vorgesehen).

[0051] Über den Einlasskanal 30 kann ein Hydraulikfluid (bspw. eine hydraulische inkompressible Flüssigkeit), das von dem Fluidversorgungssystem zugeführt wird, in den Arbeitsbereich 32 und den Steuerbereich 33 zugeführt werden, wobei eine Fluidverbindung zwischen Steuerbereich 33 und Arbeitsbereich 32 über axiale Durchgänge im Steuerkolben (im Kolbenring 14) erfolgt, die in Fig. 3 dargestellt sind. Über den Auslasskanal 31 kann das Fluid aus dem Arbeitsbereich 32 und dem Steu-

erbereich 33 abgeleitet werden.

[0052] Der Steuerkolben ist mittels des elektromagnetischen Antriebssystems 23 zwischen einer Ruhestellung, in der der Steuerkolben den Einlasskanal 30 schließt (radial abdichtet), während der Auslasskanal 31 geöffnet ist bzw. während er den Auslasskanal 31 freigibt (dieser Zustand ist in Fig. 1 dargestellt), und einer Arbeitsstellung hin- und herbewegbar, in der der Steuerkolben den Auslasskanal 31 schließt (radial abdichtet), während der Einlasskanal 30 geöffnet ist bzw. während er den Einlasskanal 30 freigibt (dieser Zustand ist bspw. in Fig. 4B dargestellt, die später erläutert wird). Eine Bewegung des Steuerkolbens in die Arbeitsstellung bewirkt einen Druckanstieg im Inneren des Gehäuses aufgrund eines Einströmens von Hydraulikfluid durch den Einlasskanal 30, und eine Bewegung des Steuerkolbens in die Ruhestellung bewirkt einen Druckabfall im Inneren des Gehäuses aufgrund eines Ausströmens von Hydraulikfluid aus dem Auslasskanal.

[0053] Im Betrieb sind der Arbeitsbereich 32 und der Steuerbereich 33 mit einem Hydraulikfluid gefüllt, dessen Druck in Abhängigkeit von der Lage des Steuerkolbens variiert. Im Speziellen liegt der Druck des Fluidversorgungssystems höher als ein Restdruck im Arbeitsbereich 32 und Steuerbereich 33 bei Stillstand des Ventiltriebs bzw. des Systems. Der Restdruck wird nachfolgend als Ausgangsdruck bezeichnet, der Druck im Fluidversorgungssystem als Arbeitsdruck. Ausgangsdruck und Arbeitsdruck bilden entsprechend den Minimalwert und den Maximalwert des Systemdrucks.

[0054] Der Ventiltrieb ist, wie vorstehend beschrieben ist, an einem Zylinderkopf 1 befestigt, der einen Ventilmechanismus aufnimmt, der im Wesentlichen einen Ladungswechselkanal 34, ein Ventil 16, mit dem der Arbeitskolben 10, 11 in Kontakt ist (in diesem Ausführungsbeispiel liegt der Arbeitskolben 10, 11 auf dem Ventil 16 auf, d.h. er ist kraftschlüssig mit dem Ventil 16 verbunden; er kann jedoch auch formschlüssig mit dem Ventil 16 verbunden sein), einen Ventilsitz 17, eine Ventilfehrung 18, eine Ventilfehrer 19 und einen Ventilteller 20 aufweist. Derartige Ausgestaltungen sind aus dem Stand der Technik bekannt und daher wird ein Aufbau nicht näher erläutert.

[0055] Der erfindungsgemäße Ventiltrieb ist in diesem Ausführungsbeispiel mit vier hydraulischen Bremsen versehen, die zur Vermeidung von Stößen sowie Geräuschen dienen und die nachstehend beschrieben werden. Hier sei angemerkt, dass es ausreichend ist, wenn mindestens die erste hydraulische Bremse vorgesehen ist.

[0056] Die erste hydraulische Bremse bremst eine Bewegung des Steuerkolbens von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase ab.

[0057] In diesem Ausführungsbeispiel wird, wie insbesondere auch in Fig. 5A und 5B dargestellt ist, die erste hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine an dem Steuerkolben ausgebildete umlaufende Stufe (ge-

bildet durch die in Fig. 5B gezeigten Flächen 14a und 14b) und einen Bremskanal 42 ausgebildet, der in dem Dämpfungsring 8 ausgebildet ist. Der Bremskanal 42 besteht aus einer sich axial erstreckenden Bohrung, die nach oben in den Steuerbereich 33 öffnet, sowie einer mit dieser verbundenen sich radial erstreckenden Bohrung, die radial nach innen in den Steuerbereich 33 öffnet und die radial nach außen durch eine Verschlusschraube 9 abgedichtet ist. Die Fläche, in die die sich radial erstreckende Bohrung öffnet (Bremskanalfläche), ist eine Anschlagfläche für den Steuerkolben, an der der Steuerkolben in seiner Arbeitsstellung anliegt. Obwohl in diesem Ausführungsbeispiel der Bremskanal 42 in dem Dämpfungsring 8 ausgebildet ist, kann der Bremskanal 42 auch in dem Gehäuse oder einem mit dem Gehäuse verbundenen Bauteil ausgebildet sein. Obwohl nur ein Bremskanal 42 dargestellt ist, können eine Vielzahl von Bremskanälen 42 entlang der Umfangsrichtung vorgesehen sein.

[0058] Die zweite hydraulische Bremse bremst eine Bewegung des Steuerkolbens von der Arbeitsstellung in die Ruhestellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase ab.

[0059] In diesem Ausführungsbeispiel wird, wie insbesondere auch in Fig. 5C und 5D dargestellt ist, die zweite hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine umlaufende Schulter des Steuerkolbens (die Schulter, die die in Fig. 5D gezeigte Fläche 13a ausbildet) und einen zweiten Bremskanal 43 gebildet, der in dem Gehäuse ausgebildet ist. Der Bremskanal 43 besteht aus einer sich axial erstreckenden Bohrung, die an einer Innenwandfläche 5b des Abschlussdeckels 5 nach unten in den Steuerbereich 33 öffnet, sowie einer mit dieser verbundenen sich radial erstreckenden Bohrung, die an einer sich axial erstreckenden Wandfläche 5a des Abschlussdeckels 5 radial nach innen in den Steuerbereich 33 öffnet und die radial nach außen durch eine Verschlusschraube 9 abgedichtet ist. Obwohl in diesem Ausführungsbeispiel der Bremskanal 43 in dem Gehäuse (insbesondere dem Abschlussdeckel 5) ausgebildet ist, kann der Bremskanal 43 auch in einem mit dem Gehäuse verbundenen Bauteil ausgebildet sein. Obwohl nur ein Bremskanal 43 dargestellt ist, können eine Vielzahl von Bremskanälen 43 entlang der Umfangsrichtung vorgesehen sein.

[0060] Die dritte hydraulische Bremse bremst eine Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 infolge eines Druckanstiegs im Inneren des Gehäuses durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase ab.

[0061] In diesem Ausführungsbeispiel wird, wie insbesondere auch in Fig. 5E und 5F dargestellt ist, die dritte hydraulische Bremse im Wesentlichen durch eine an dem Arbeitskolben 10, 11 umlaufende Stufe (gebildet durch die in Fig. 5F gezeigten Flächen 11a und 11b) und einen dritten Bremskanal 41 gebildet. Der dritte Brems-

kanal 41 ist in dem Dämpfungsring 7 ausgebildet. Der Bremskanal 41 besteht aus einer sich axial erstreckenden Bohrung, die nach oben in einen mit Fluid gefüllten Raum unterhalb des Arbeitskolbens 10, 11 öffnet, sowie einer mit dieser verbundenen sich radial erstreckenden Bohrung, die radial nach innen in den Raum öffnet und die radial nach außen durch eine Verschlusschraube 9 abgedichtet ist. Eine Fläche 7a des Dämpfungsrings 7, in die die sich axial erstreckende Bohrung öffnet, ist eine Anschlagfläche für den Arbeitskolben 10, 11. Obwohl in diesem Ausführungsbeispiel der Bremskanal 41 in dem Dämpfungsring 7 ausgebildet ist, kann der Bremskanal 41 auch in dem Gehäuse oder einem mit dem Gehäuse verbundenen Bauteil ausgebildet sein. Obwohl nur ein Bremskanal 41 dargestellt ist, können eine Vielzahl von Bremskanälen 41 entlang der Umfangsrichtung vorgesehen sein.

[0062] Die vierte hydraulische Bremse bremst eine Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 infolge eines Druckabfalls im Inneren des Gehäuses durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben 10, 11 verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase ab. In diesem Ausführungsbeispiel wird die vierte hydraulische Bremse im Wesentlichen durch das erste Kolbenteil 11 und den Bremszylinder 12 gebildet, die die Fluidkammer 40 definieren (siehe Fig. 1).

[0063] Nachfolgend wird ein Betrieb des erfindungsgemäßen Ventiltriebs mit Bezug auf Figuren 4A bis 4D beschrieben.

[0064] Im neutralen Ausgangszustand (Fig. 4A) ist das elektromagnetische Antriebssystem 23 inaktiv. Der Steuerkolben wird durch seine vorgespannte Steuerkolbenfeder 22 in seiner Ruhestellung gehalten, in der er den Einlasskanal 30 verschließt. In diesem Zustand sind der Steuerbereich 33 und der Arbeitsbereich 32 mit Hydraulikfluid gefüllt, der Systemdruck (Druck im Steuerbereich 33 und Arbeitsbereich 32) entspricht dem Ausgangsdruck. Das Ventil 16 ist durch die vorgespannte Ventillfeder 19 in seine Schließstellung gedrängt, in der das Ventil 16 am Ventilsitz 17 anliegt. Der Arbeitskolben 10 liegt aufgrund der Schwerkraft und des Restdrucks bzw. Ausgangsdrucks im Arbeitsbereich 32 an dem Ventil 16 an, ohne dieses zu betätigen bzw. zu öffnen.

[0065] Wird in diesem Zustand das elektromagnetische Antriebssystem 23 betätigt, übt es eine axiale Kraft auf die Steuerkolbenwelle 13 aus. Durch diese Kraft wird der Steuerkolben axial bis zu seiner Endlage verschoben, die in Fig. 4B dargestellt ist und die seine Arbeitsstellung kennzeichnet. Bevor der Steuerkolben seine Endlage erreicht, tritt ein Bremseffekt auf, der durch die erste hydraulische Bremse ausgeübt wird.

[0066] Die Wirkungsweise der ersten hydraulischen Bremse wird mit Bezug auf Figuren Fig. 5A und 5B beschrieben, wobei Fig. 5A den noch nicht aktivierten Zustand und Fig. 5B den aktivierten Zustand der ersten hydraulischen Bremse zeigt. Und zwar gelangt der Steuerkolben in der Endphase seiner Bewegung von der Stellung, die in Fig. 5A gezeigt ist, in die Stellung, die in Fig.

5B gezeigt ist. Dabei gelangt die sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (des Steuerkolbenrings 14) erstreckende Fläche 14a der umlaufenden Stufe des Steuerkolbens mit einer sich in Axialrichtung erstreckenden Wandfläche eines Abschnitts, in dem der Bremskanal 42 ausgebildet ist (Wandfläche des Dämpfungsring 8 in diesem Ausführungsbeispiel), in Überdeckung (siehe Fig. 5B). Dadurch trennt die sich in Axialrichtung erstreckende Fläche 14a der umlaufenden Stufe zusammen mit der sich in Radialrichtung des Steuerkolbens erstreckenden Fläche 14b der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung erstreckenden Wandfläche 3a des Steuerkolbengehäuses 3 sowie einer sich in Radialrichtung erstreckenden Bremskanalfläche, in die der Bremskanal 42 öffnet (obere Fläche 8a des Dämpfungsring 8 in diesem Ausführungsbeispiel), einen Teil des von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab (der abgetrennte Teil ist in Fig. 5B - im Vergleich zu Fig. 5A - dunkler dargestellt); d.h. es wird eine Art geschlossenes Volumen gebildet. Dieser abgetrennte Hydraulikfluidteil wird dann im weiteren Verlauf der Abwärtsbewegung des Steuerkolbens durch den Bremskanal 42, der eine Drossel darstellt, hindurchgedrückt, wodurch die Bremswirkung erzeugt wird. Die Bremswirkung wird also durch Erhöhen des Strömungswiderstands des von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids erzielt.

[0067] Durch die Bewegung des Steuerkolbens von seiner Ruhestellung in seine Arbeitsstellung wird der Einlasskanal 30 freigegeben und der Auslasskanal 31 verschlossen, und Hydraulikfluid mit dem Arbeitsdruck strömt durch den Einlasskanal 30 ein. Dadurch erfolgt ein Anstieg des Systemdrucks im Steuerbereich 33 und Arbeitsbereich 32 auf das Niveau des Arbeitsdrucks. Der nun höhere Systemdruck erzeugt eine Kraft normal auf den Boden des Arbeitskolbens 10, 11 (eine in Axialrichtung gerichtete Kraft). Sobald diese Normalkraft die Vorspannkraft der Ventillfeder 19 übersteigt, beginnt eine axiale Bewegung der Ventilbaugruppe, bestehend aus Ventil 16 und Ventilteller 20, nach unten. Damit beginnt die Ventilöffnung und das zur Verfügung stehende Volumen im Arbeitsbereich 32 wird größer, wodurch Fluid durch den Einlasskanal 30 und im weiteren Verlauf durch die axialen Öffnungen des Steuerkolbens nachfließt.

[0068] Zu Beginn der Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 nach unten sind die seitlichen radialen Öffnungen 36 des zweiten Kolbenteils 11 durch den Bremszylinder 12 abgedeckt bzw. verschlossen und ein Hydraulikfluid gelangt nur durch das Drosselventil 21 hindurch in die Fluidkammer 40, deren Volumen anwächst. Dies führt zu einem Drosseleffekt und verlangsamt die Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11. Infolge einer weiteren Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 nach unten werden ab einer Zwischenstellung die radialen Öffnungen 36 freigegeben, so dass Hydraulikfluid sowohl durch das Drosselventil 21 als auch die radialen Öffnungen 36 in die Fluidkammer 40 einströmt. Somit kann die Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 mit minimiertem Widerstand

fortgesetzt werden. Die Endlage der Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 und somit der Ventilbaugruppe ist nach unten durch die axiale Anlage an dem Dämpfungsring 7 bestimmt. Bevor diese erreicht wird, tritt ein Bremseffekt auf, der durch die dritte hydraulische Bremse ausgeübt wird.

[0069] Die Wirkungsweise der dritten hydraulischen Bremse wird mit Bezug auf Figuren Fig. 5E und 5F beschrieben, wobei Fig. 5E den noch nicht aktivierten Zustand und Fig. 5F den aktivierten Zustand der dritten hydraulischen Bremse zeigt. Und zwar gelangt der Arbeitskolben 10, 11 in der Endphase seiner Bewegung von der Stellung, die in Fig. 5E gezeigt ist, in die Stellung, die in Fig. 5F gezeigt ist. Dabei gelangt die sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens 10, 11 erstreckende Fläche 11a der umlaufenden Stufe mit einer sich in Axialrichtung erstreckenden Wandfläche des Dämpfungsring, in dem der dritte Bremskanal 41 ausgebildet ist, in Überdeckung (siehe Fig. 5F). Dadurch trennt die sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens 10, 11 erstreckende Fläche 11a der umlaufenden Stufe zusammen mit der sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens 10, 11 erstreckenden Fläche 11b der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung erstreckenden Wandfläche 2a des Arbeitskolbengehäuses 2 sowie einer sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens 10, 11 erstreckenden Bremskanalfläche, in die der Bremskanal 41 öffnet (Fläche 7a des Dämpfungsring 7 in diesem Ausführungsbeispiel), einen Teil des vom Arbeitskolben 10, 11 verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab (der abgetrennte Teil ist in Fig. 5F - im Vergleich zu Fig. 5E - dunkler dargestellt); d.h. es wird eine Art geschlossenes Volumen gebildet. Dieser abgetrennte Hydraulikfluidteil wird dann im weiteren Verlauf der Abwärtsbewegung durch den Bremskanal 41, der eine Drossel darstellt, hindurchgedrückt, wodurch die Bremswirkung erzeugt wird. Die Bremswirkung wird also durch Erhöhen des Strömungswiderstands des von dem Arbeitskolben 10, 11 verdrängten Hydraulikfluids erzielt. Das durch den Bremskanal 41 hindurchgedrückte Hydraulikfluid strömt durch eine in dem Zylinderkopf 1 ausgebildete Mittelbohrung und eine mit dieser verbundenen Ablaufbohrung zurück zum Fluidversorgungssystem.

[0070] Anschließend kommt der Arbeitskolben 10, 11 mit dem Dämpfungsring in Anlage (siehe Fig. 4C). In dieser Stellung ist das Ventil 16 maximal geöffnet.

[0071] Um das Ventil 16 wieder zu schließen, wird das elektromagnetische Antriebssystem 23 derart angesteuert, dass die axiale Kraft auf die Steuerkolbenwelle 13 entfällt. Auf den Steuerkolben wirkt somit nur noch die Kraft der Steuerkolbenfeder 22, die den Steuerkolben von seiner Arbeitsstellung in seine Ruhestellung zurückbewegt. Bevor der Steuerkolben seine Ruhestellung erreicht, tritt ein Bremseffekt auf, der durch die zweite hydraulische Bremse ausgeübt wird.

[0072] Die Wirkungsweise der zweiten hydraulischen Bremse wird mit Bezug auf Figuren Fig. 5C und 5D beschrieben, wobei Fig. 5C den noch nicht aktivierten Zu-

stand und Fig. 5D den aktivierten Zustand der zweiten hydraulischen Bremse zeigt. Und zwar gelangt der Steuerkolben in der Endphase seiner Bewegung von der Stellung, die in Fig. 5C gezeigt ist, in die Stellung, die in Fig. 5D gezeigt ist. Dabei gelangt die sich in Radialrichtung erstreckende Fläche 13a der Schulter mit der sich in Axialrichtung erstreckenden Wandfläche 5b des Abschlussdeckels 5 in Überdeckung (siehe Fig. 5D). Dadurch trennt die sich in Radialrichtung erstreckende Fläche 13a der Schulter zusammen mit der sich in Axialrichtung erstreckenden Fläche 13b des Steuerkolbens (der Steuerkolbenwelle 13) sowie der Innenwandfläche 5a des Abschlussdeckels 5, in die der zweite Bremskanal 43 radial nach innen öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid ab (der abgetrennte Teil ist in Fig. 5D - im Vergleich zu Fig. 5C - dunkler markiert); d.h. es wird eine Art geschlossenes Volumen gebildet. Dieser abgetrennte Hydraulikfluidteil wird dann im weiteren Verlauf der Abwärtsbewegung des Steuerkolbens durch den Bremskanal 43, der eine Drossel darstellt, hindurchgedrückt, wodurch die Bremswirkung erzeugt wird. Die Bremswirkung wird also durch Erhöhen des Strömungswiderstands des von dem Steuerkolben verdrängten Hydraulikfluids erzielt.

[0073] Durch die Bewegung des Steuerkolbens von seiner Arbeitsstellung in seine Ruhestellung verschließt der Steuerkolben den Einlasskanal 30 und gibt den Auslasskanal 31 frei (dieser Zustand ist in Fig. 4D dargestellt), wodurch das Hydraulikfluid durch den Auslasskanal 31 zurück zu dem Fluidversorgungssystem strömen kann. Als eine Folge sinkt der Systemdruck in dem Steuerbereich 33 und dem Arbeitsbereich 32 auf das Niveau des Ausgangsdrucks. Die Normalkraft auf den Boden des Arbeitskolbens 10, 11 entfällt und die Kraft der Ventiltfeder 19 leitet eine axiale Bewegung der Ventilbaugruppe sowie des Arbeitskolbens 10, 11 nach oben ein, wodurch das Ventil 16 geschlossen wird.

[0074] In der Endphase dieser Schließbewegung wird die vierte hydraulische Bremse aktiviert, um die Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 sowie des Ventils 16 abzubremsen, so dass ein sanftes bzw. geräuscharmes Schließen des Ventils 16 erreicht wird. Und zwar gelangt der Arbeitskolben 10, 11 während des Schließvorgangs von der Stellung, die in Fig. 4D gezeigt ist, in die Stellung, die in Fig. 4A gezeigt ist. Durch diese Bewegung des Arbeitskolbens 10, 11 verringert sich das Volumen der Fluidkammer 40. Zu Anfang der Bewegung kann ein Hydraulikfluid aus der Hydraulikkammer durch sowohl die radialen Öffnungen 36 des zweiten Kolbenbauteils 11 als auch durch das Drosselventil 21 ausströmen. In der Endphase der Bewegung werden jedoch die radialen Öffnungen 36 von dem Bremszylinder 12 verschlossen, so dass das Hydraulikfluid aus der Fluidkammer 40 nur noch durch das Drosselventil 21 entweichen kann. Auf diese Weise entfaltet die vierte hydraulische Bremse ihre Bremswirkung. Der Drosseleffekt kann durch entsprechende Auswahl des Querschnitts und der Anordnung des Drosselventils 21 und der radialen Öffnungen 35 und

36 nach Wunsch eingestellt werden. Mit der vierten hydraulischen Bremse kann die Auftreffgeschwindigkeit des Ventils 16 auf den Ventilsitz 17 und eine damit verbundene Geräuschentwicklung sowie ein Verschleiß minimiert werden. Auch eine sichere Abdichtung eines Brennraums der Brennkraftmaschine gegenüber dem Ladungswechselkanal 34 wird gewährleistet.

[0075] Nach Abschluss dieser Bewegung ist das Ventil 16 wieder geschlossen (es liegt am Ventilsitz 17 an). Dieser Zustand ist in Fig. 4A dargestellt (Bei der Anwendung im Verbrennungsmotor entspricht dies der Zeit zwischen zwei Ladungswechselvorgängen oder dem vollständigen Motorstillstand). Der vorstehende Zyklus kann durch erneutes Ansteuern des elektromagnetischen Antriebssystems 23 beliebig wiederholt werden.

[0076] Der vorstehend beschriebene Ventiltrieb kommt bevorzugt in Brennkraftmaschinen für PKW und LKW zum Einsatz. Jedoch ist er auch zur Anwendung in stationären sowie maritimen Brennkraftmaschinen geeignet.

Zweites Ausführungsbeispiel

[0077] Der konstruktive Aufbau des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventiltriebs für ein Zylinderventil eines Verbrennungsmotors gemäß einem zweiten Ausführungsbeispiel wird nun mit Bezug auf Fig. 6 erklärt. Dabei werden lediglich Änderungen gegenüber dem ersten Ausführungsbeispiel erläutert. Bauteile, die nicht beschrieben werden und in Fig. 6 nicht gekennzeichnet sind, sind identisch zu dem ersten Ausführungsbeispiel.

[0078] In diesem Ausführungsbeispiel ist ein Ausgleichsbauteil 151 vorgesehen. Das Ausgleichsbauteil 151 ist ein nach oben geöffneter Zylinder und hat eine Bodenfläche oberhalb des Bremszylinders 112, die an dem Bremszylinder 112 anliegt. Die Bodenfläche ragt radial weiter vor als eine Außenwand des Zylinders des Ausgleichsbauteils 151. Eine Steuerkolbenfeder 122 ist an diesem vorragenden Abschnitt der Bodenfläche abgestützt.

[0079] Ein Innenvolumen des Ausgleichsbauteils 151 wird radial durch seine Innenwandfläche und axial durch seine Bodenfläche sowie durch eine Endhülse 115 begrenzt. Die Endhülse 115 entspricht im Wesentlichen der Endhülse 15 des ersten Ausführungsbeispiels, hat jedoch eine durchgehende axiale Bohrung. Die Endhülse 115 ist axial verschieblich in dem Ausgleichsbauteil 151 aufgenommen. Eine Dichtung 150 ist am oberen axialen Ende des Ausgleichsbauteils 151 vorgesehen, um ein mit Luft gefülltes Innenvolumen des Ausgleichsbauteils 151 gegenüber dem mit Fluid gefüllten Steuerbereich 33 abzudichten.

[0080] Eine Steuerkolbenwelle 113, die mit einer durchgehenden axialen Bohrung ausgebildet ist, ist in dem Ausgleichsbauteil 151 axial verschieblich aufgenommen, entspricht sonst der Steuerkolbenwelle 13 des ersten Ausführungsbeispiels. Die durchgehende axiale Bohrung ermöglicht es, die Luft in dem Innenvolumen

des Ausgleichsbauteils 151, bei einer Bewegung der Steuerkolbenwelle 113 mit geringem Widerstand aus dem hydraulischen Ventilttrieb abzulassen. Somit wird vermieden, dass die Luft in dem Innenvolumen die Wirkung der ersten hydraulischen Bremse beeinflusst.

[0081] Des Weiteren ist der Bremszylinder 112 im Bereich seiner axialen Mitte und seinem oberen Ende mit radialen Öffnungen 135 versehen. Im Gegensatz zu den radialen Öffnungen 35 des ersten Ausführungsbeispiels sind in dem zweiten Ausführungsbeispiel die radialen Öffnungen 135 an dem oberen Ende des Bremszylinders 12 größer als die radialen Öffnungen im Bereich der axialen Mitte des Bremszylinders 12. Durch diesen Aufbau wird ein Erhöhen des Strömungswiderstands des Hydraulikfluids vermieden, das aus der Fluidkammer 40 durch das Drosselventil 21 entweicht. Auf diese Weise wird die Bremswirkung der vierten hydraulischen Bremse nicht durch die Bodenfläche des Ausgleichsbauteils 151 beeinflusst.

[0082] Auf den Steuerkolben wirken die axiale Kraft, die durch das elektromagnetische Antriebssystem 23 erzeugt wird, sowie die Kraft der Steuerkolbenfeder 22. Darüber hinaus wirkt eine Druckkraft an einer Oberseite und an einer Unterseite des zu dem Steuerkolben gehörenden Kolbenrings 14. Diese Druckkraft beeinflusst somit die Gesamtkraft des Steuerkolbens.

[0083] Eine Wirkfläche an der Oberseite des Kolbenrings 14 (Fläche, auf die ein Fluidruck im Inneren des Gehäuses wirkt) kann bestimmt werden, indem der Querschnitt der Steuerkolbenwelle 113 auf Höhe eines Dichtungsbauteils, oberhalb von welchem der Druck im Inneren des Gehäuses nicht wirken kann, von der gesamten Fläche des Kolbenrings 14 abgezogen wird. Auf gleiche Weise kann eine Wirkfläche an der Unterseite des Kolbenrings 14 (Fläche, auf die der Fluidruck von unten wirkt) bestimmt werden, indem der Querschnitt der Endhülse 115 auf Höhe der Dichtung 150, unterhalb von welcher der Druck im Inneren des Gehäuses nicht wirken kann, von der gesamten Fläche des Kolbenrings 14 abgezogen wird.

[0084] Das Vorsehen des Ausgleichsbauteils 151 stellt eine Möglichkeit dar, dass die Wirkfläche an der Oberseite des Kolbenrings 14 im Wesentlichen der Wirkfläche an der Unterseite des Kolbenrings 14 entspricht. Somit kann eine Reaktionskraft vermieden werden, die durch eine unterschiedlich große Wirkfläche hervorgerufen würde.

[0085] Darüber hinaus ist in diesem Ausführungsbeispiel ein Anschlussring 104 vorgesehen, der sich ebenfalls wie der Anschlussring 4 des ersten Ausführungsbeispiels um das Steuerkolbengehäuse 3 herum erstreckt. Jedoch ist in diesem Ausführungsbeispiel der Anschlussring 104 mehrteilig ausgebildet. Dadurch wird eine Montage des Anschlussrings vereinfacht.

Drittes und viertes Ausführungsbeispiel

[0086] Der konstruktive Aufbau des erfindungsgemä-

ßen hydraulischen Ventilttriebs für ein Zylinderventil eines Verbrennungsmotors gemäß einem dritten Ausführungsbeispiel wird mit Bezug auf Fig. 7A erklärt. Der konstruktive Aufbau des erfindungsgemäßen hydraulischen Ventilttriebs für ein Zylinderventil eines Verbrennungsmotors gemäß einem vierten Ausführungsbeispiel wird mit Bezug auf Fig. 7B erklärt. Dabei dienen das dritte und das vierte Ausführungsbeispiel als Beispiele für mögliche Modifikationen gegenüber dem ersten oder dem zweiten Ausführungsbeispiel. Die folgenden Modifikationen können somit mit den Lehren des ersten und des zweiten Ausführungsbeispiels kombiniert werden.

[0087] Während der Arbeitskolben 10, 11 in dem ersten und dem zweiten Ausführungsbeispiel zweiteilig aus einem ersten Kolbenteil 10 und einem zweiten Kolbenteil 11 aufgebaut ist, die formschlüssig miteinander verbunden sind, ist der Arbeitskolben 310, 311 in dem dritten Ausführungsbeispiel von Fig. 7A aus einem ersten Kolbenteil 310 und einem zweiten Kolbenteil 311 aufgebaut, die nicht formschlüssig miteinander verbunden sind, sondern kraftschlüssig. Das zweite Kolbenteil 311 wird durch eine Kolbenteilefeder 350 gegen die äußere untere Fläche des Bremszylinders 12 vorgespannt, wodurch eine Anlage an dem ersten Kolbenteil 310 während des Betriebs gewährleistet wird. Durch diese Ausgestaltung ist ein Aufbau des hydraulischen Ventilttriebs vereinfacht.

[0088] Während die Endlage des Arbeitskolbens 10, 11 in dem ersten und dem zweiten Ausführungsbeispiel nach oben unbestimmt bleibt, um eine Wärmeausdehnung eines in dem Zylinderkopf 1 aufgenommenen Ventils 16 ausgleichen zu können, ist bei dem vierten Ausführungsbeispiel von Fig. 7B ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement 452 zwischen einem Ventil 416 und einem Arbeitskolben 410, 411 vorgesehen. Das hydraulische Ventilspielausgleichselement 452 ist beispielsweise ein hydraulischer Tassenstößel, der herkömmlich einen automatischen Ausgleich des Ventilspiels hydraulisch bewirkt. Durch diese Ausgestaltung kann eine Wärmeausdehnung eines in dem Zylinderkopf 1 aufgenommenen Ventils 416 ausgeglichen werden, obwohl die Endlage des Arbeitskolbens 410, 411 bestimmt ist. Dadurch wird das Ventil 416 nicht durch die Ventiltfeder 22 gegen den Ventilsitz 17 vorgespannt. Somit ist eine Belastung auf das Ventil 416 und den Ventilsitz 17 minimiert.

Patentansprüche

1. Hydraulischer Ventilttrieb für ein Zylinderventil (16) einer Brennkraftmaschine, der Folgendes aufweist:

ein Gehäuse (2, 3, 5, 6) mit einem Einlasskanal (30) und einem Auslasskanal (31),
einen Steuerkolben (13, 14, 15), der in dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) angeordnet ist und zwischen einer Ruhestellung, in der er den Einlasskanal (30) schließt, während der Auslasskanal (31) geöffnet ist, und einer Arbeitsstellung hin- und

- herbewegbar ist, in der er den Auslasskanal (31) schließt, während der Einlasskanal (30) geöffnet ist, wobei eine Bewegung des Steuerkolbens (13, 14, 15) in die Arbeitsstellung einen Druckanstieg im Inneren des Gehäuses (2, 3, 5, 6) aufgrund eines Einstromens von Hydraulikfluid durch den Einlasskanal (30) bewirkt und eine Bewegung des Steuerkolbens (13, 14, 15) in die Ruhestellung einen Druckabfall im Inneren des Gehäuses (2, 3, 5, 6) aufgrund eines Ausströmens von Hydraulikfluid aus dem Auslasskanal (31) bewirkt, einen Arbeitskolben (10, 11), der in dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) angeordnet ist, der mit dem Zylinderventil (16) wirkverbunden ist und der sich in Abhängigkeit des Druckanstiegs und des Druckabfalls im Inneren des Gehäuses hin- und bewegt, um das Zylinderventil (16) zu öffnen und zu schließen, und eine hydraulische Bremse (13, 14, 15, 42), die eine Bewegung des Steuerkolbens (13, 14, 15) von der Ruhestellung in die Arbeitsstellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben (13, 14, 15) verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase abbremst.
2. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 1, wobei der Strömungswiderstand dadurch erhöht wird, dass in der Bewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Steuerkolben (13, 14, 15) durch einen Bremskanal (42) gedrückt wird.
 3. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 2, wobei eine umlaufende Stufe an dem Steuerkolben (13, 14, 15) ausgebildet ist, eine sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckende Fläche der umlaufenden Stufe in der Bewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Wandfläche eines Abschnitts, in dem der Bremskanal (42) ausgebildet ist, in Überdeckung gelangt und dabei in Zusammenarbeit mit einer sich in Radialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Fläche der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Wandfläche des Gehäuses (2, 3, 5, 6), sowie einer sich in Radialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Bremskanalfläche, in die der Bremskanal (42) öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid abtrennt, und der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids durch den Bremskanal (42) gedrückt wird.
 4. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 3, wobei die Bremskanalfläche eine Anschlagfläche für den Steuerkolben (13, 14, 15) ist, an der der Steuerkolben (13, 14, 15) in der Arbeitsstellung anliegt.
 5. Hydraulischer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 2 bis 4, wobei der Bremskanal in einem Dämpfungsring (8), der zwischen Gehäuseteilen (2, 3) des Gehäuses (2, 3, 5, 6) angeordnet ist, oder in dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) ausgebildet ist.
 6. Hydraulischer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine zweite hydraulische Bremse (13, 14, 15, 43) aufweist, die eine Bewegung des Steuerkolbens (13, 14, 15) von der Arbeitsstellung in die Ruhestellung durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Steuerkolben (13, 14, 15) verdrängten Hydraulikfluids in der Bewegungsendphase abbremst.
 7. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 6, wobei bei der zweiten hydraulischen Bremse der Strömungswiderstand dadurch erhöht wird, dass in der Bewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Steuerkolben (13, 14, 15) durch einen zweiten Bremskanal (43) gedrückt wird.
 8. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 7, wobei der Steuerkolben (13, 14, 15) mit einer umlaufenden Schulter versehen ist, eine sich in Radialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckende Fläche der Schulter in der Bewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Wandfläche des Gehäuses (2, 3, 5, 6) in Überdeckung gelangt und dabei in Zusammenarbeit mit einer sich in Axialrichtung des Steuerkolbens (13, 14, 15) erstreckenden Fläche des Steuerkolbens (13, 14, 15) sowie einer Innenwandfläche des Gehäuses (2, 3, 5, 6), in die der zweite Bremskanal (43) öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid abtrennt, und der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids durch den zweiten Bremskanal (43) gedrückt wird.
 9. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 7 oder 8, wobei der zweite Bremskanal (43) in dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) ausgebildet ist.
 10. Hydraulischer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 9, wobei der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine dritte hydraulische Bremse (10, 41) aufweist, die eine Bewegung des Arbeitskolbens (10, 11) infolge eines Druckanstiegs im Inneren des Ge-

häuses (2, 3, 5, 6) durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben (10, 11) verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase abbremst.

11. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 10, wobei bei der dritten hydraulischen Bremse (10, 41) der Strömungswiderstand dadurch erhöht wird, dass in der Arbeitskolbenbewegungsendphase ein Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem Arbeitskolben (10, 11) durch einen dritten Bremskanal (41) gedrückt wird.

12. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 11, wobei

eine umlaufende Stufe an dem Arbeitskolben (10, 11) ausgebildet ist,
eine sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens (10, 11) erstreckende Fläche der umlaufenden Stufe in der Arbeitskolbenbewegungsendphase mit einer sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens (10, 11) erstreckenden Wandfläche eines Abschnitts, in dem der dritte Bremskanal (41) ausgebildet ist, in Überdeckung gelangt und dabei in Zusammenwirkung mit einer sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens (10, 11) erstreckenden Fläche der umlaufenden Stufe, einer sich in Axialrichtung des Arbeitskolbens (10, 11) erstreckenden Wandfläche des Gehäuses (2, 3, 5, 6), sowie einer sich in Radialrichtung des Arbeitskolbens (10, 11) erstreckenden Bremskanalfläche, in die der dritte Bremskanal (41) öffnet, den Teil des verdrängten Hydraulikfluids von dem restlichen verdrängten Hydraulikfluid abtrennt, und
der abgetrennte Teil des verdrängten Hydraulikfluids durch den dritten Bremskanal (41) gedrückt wird.

13. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 11 oder 12, wobei der dritte Bremskanal (41) in einem Dämpfungsring (7), über den der Ventiltrieb an einem Zylinderkopf (1) der Brennkraftmaschine zu befestigen ist, oder in dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) ausgebildet ist.

14. Hydraulischer Ventiltrieb nach einem der Ansprüche 1 bis 13, wobei der hydraulische Ventiltrieb des Weiteren eine vierte hydraulische Bremse (11, 12) aufweist, die eine Bewegung des Arbeitskolbens (10, 11) infolge eines Druckabfalls im Inneren des Gehäuses (2, 3, 5, 6) durch Erhöhen eines Strömungswiderstands eines von dem Arbeitskolben (10, 11) verdrängten Hydraulikfluids in der Arbeitskolbenbewegungsendphase abbremst.

15. Hydraulischer Ventiltrieb nach Anspruch 14, wobei bei der vierten hydraulischen Bremse (11, 12) der Strömungswiderstand dadurch erhöht wird, dass ei-

ne maximal mögliche Hydraulikfluidausströmung aus einer Fluidkammer (40), die der Arbeitskolben (10, 11) mit einem an dem Gehäuse (2, 3, 5, 6) fixierten Bauteil (12) bildet und deren Volumen sich mit einer Bewegung des Arbeitskolbens (10, 11) infolge eines Druckabfalls verringert, in der Arbeitskolbenbewegungsendphase verringert wird.

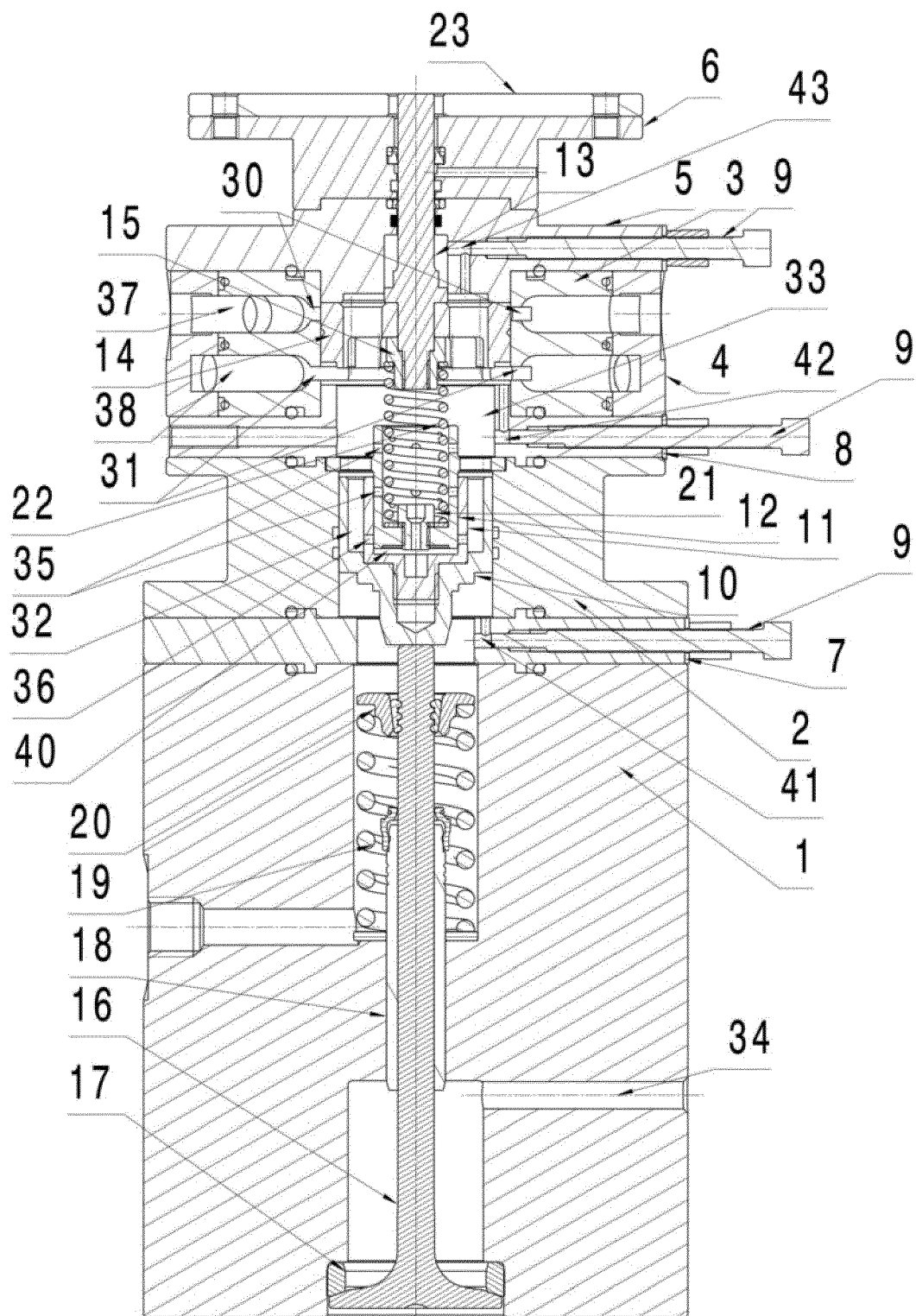


FIG. 1

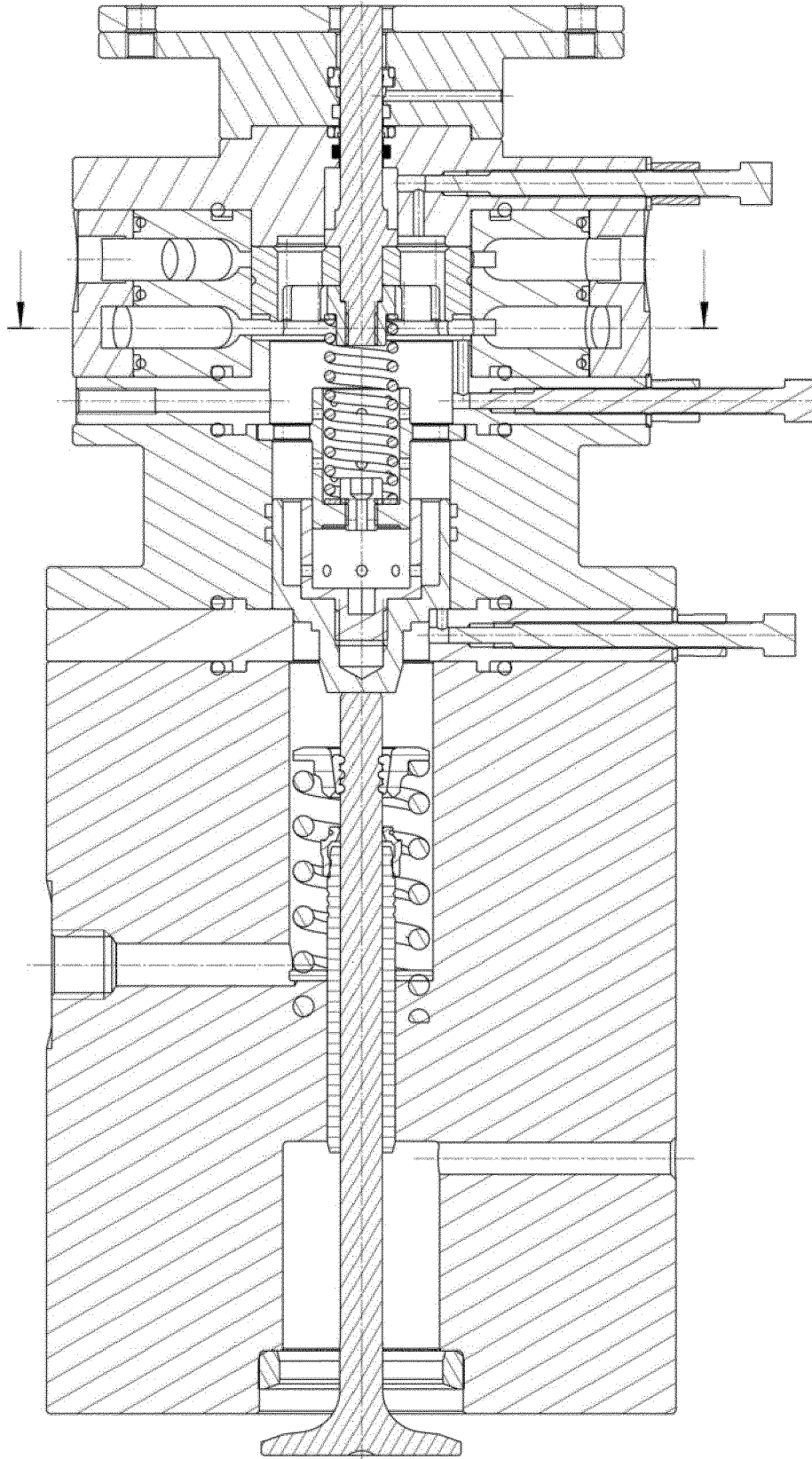


FIG. 2A

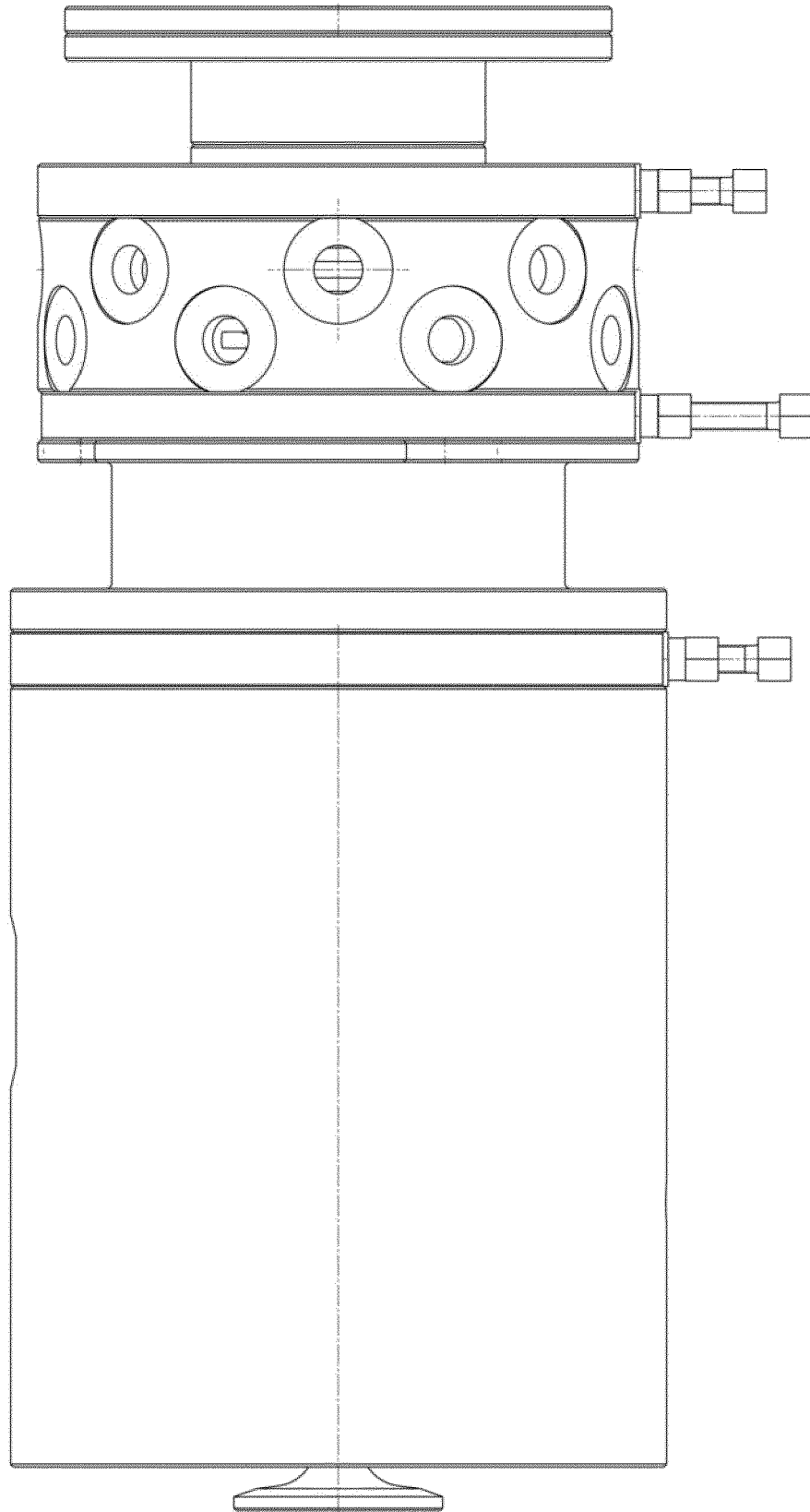


FIG. 2B

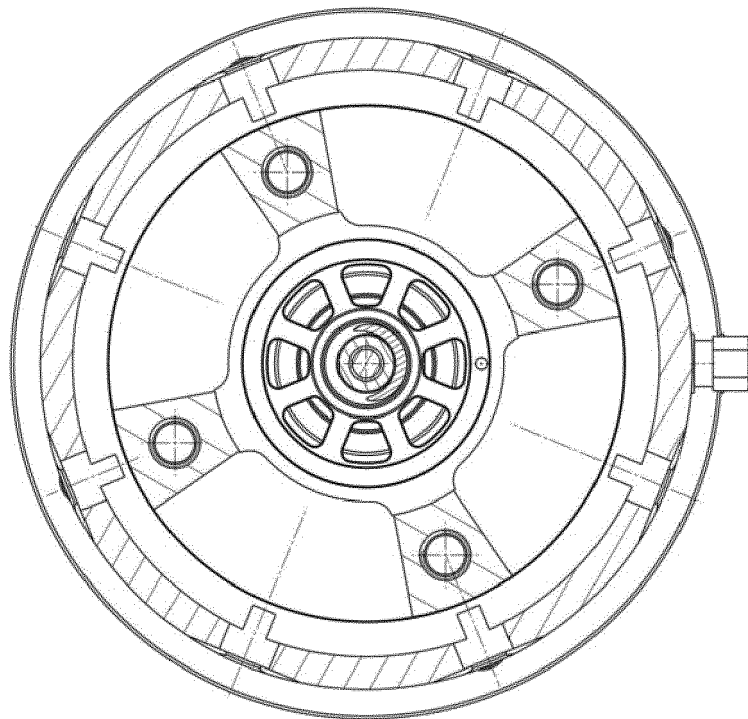


FIG. 3

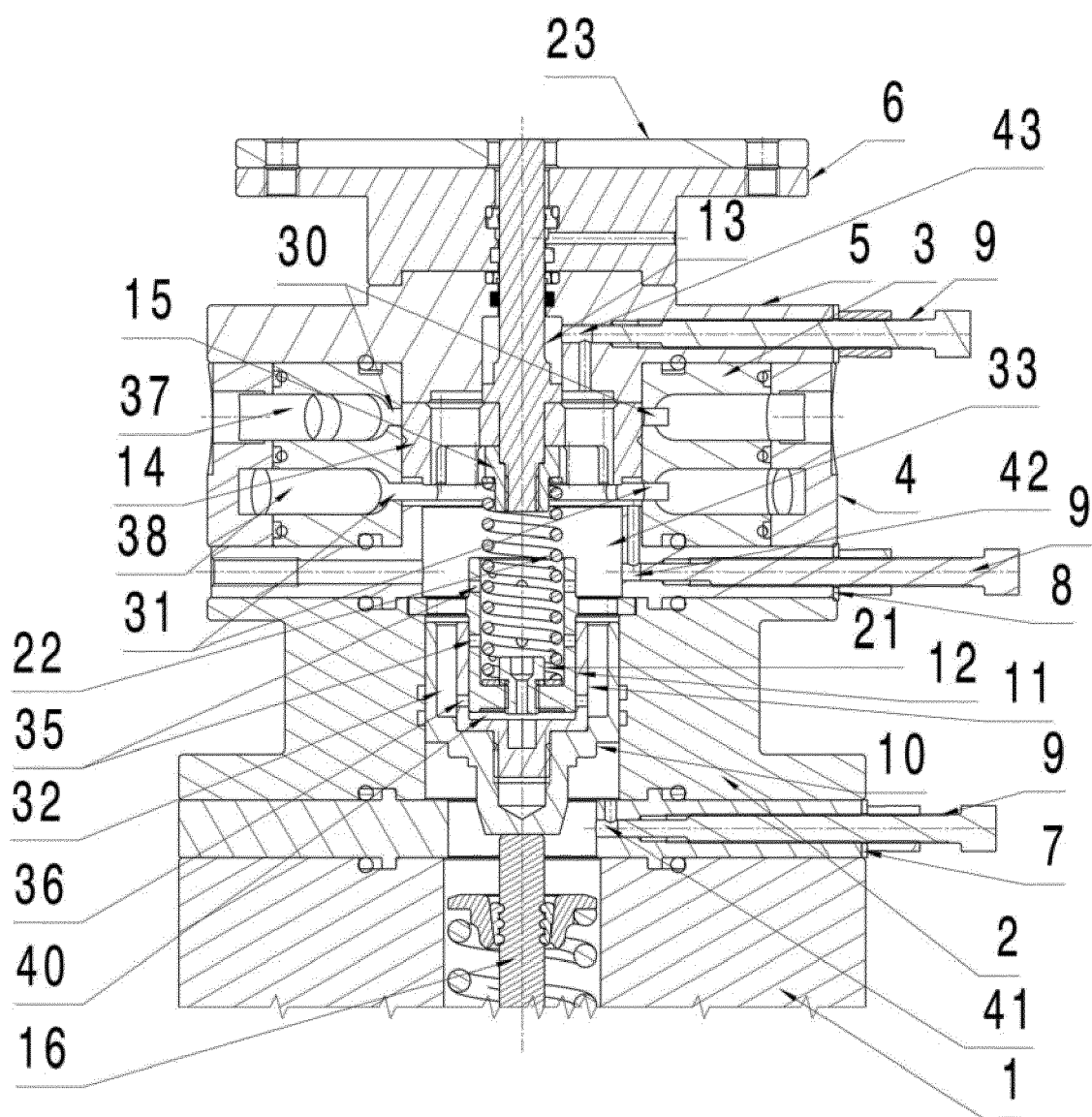


FIG. 4A

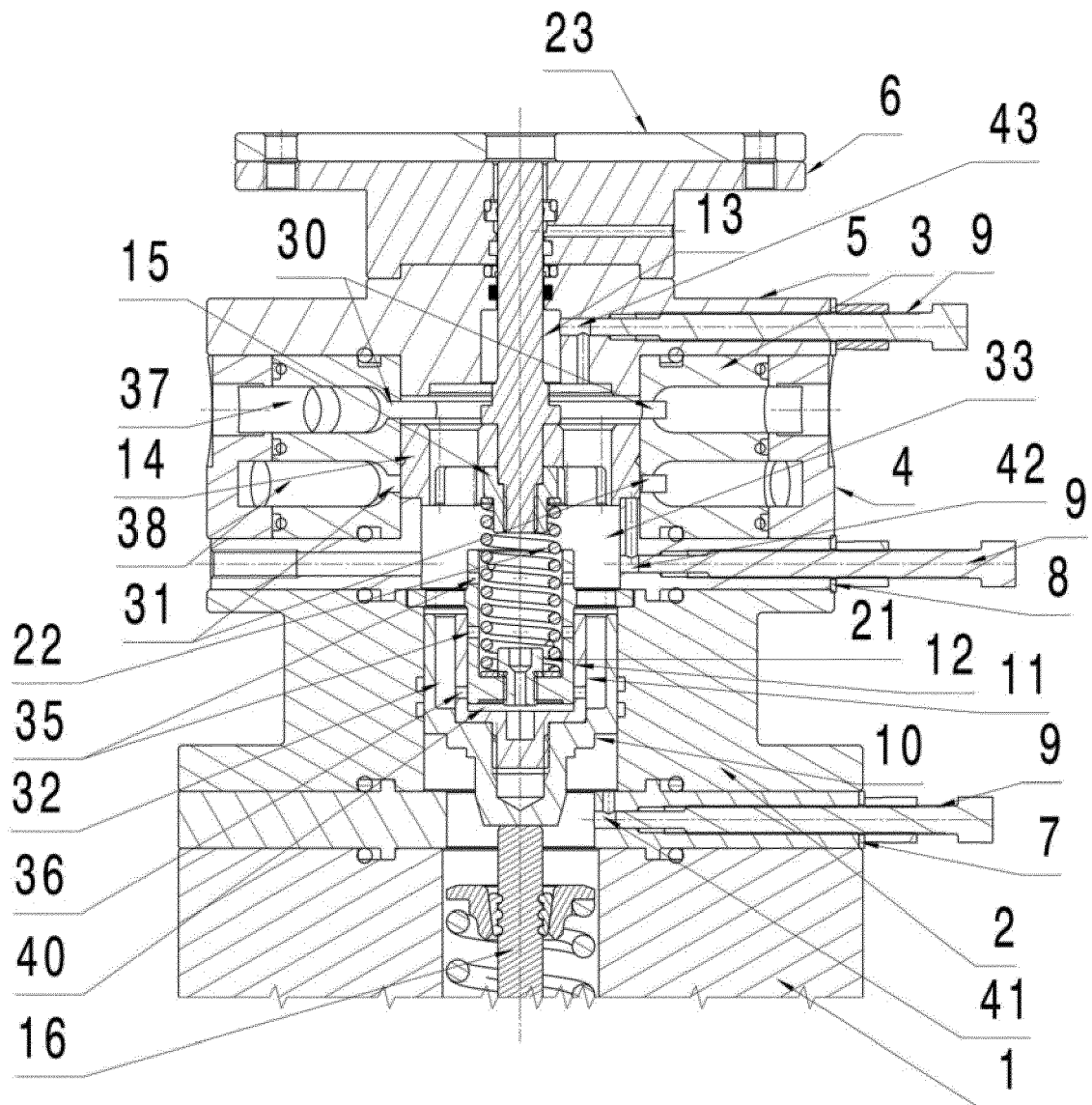


FIG. 4B

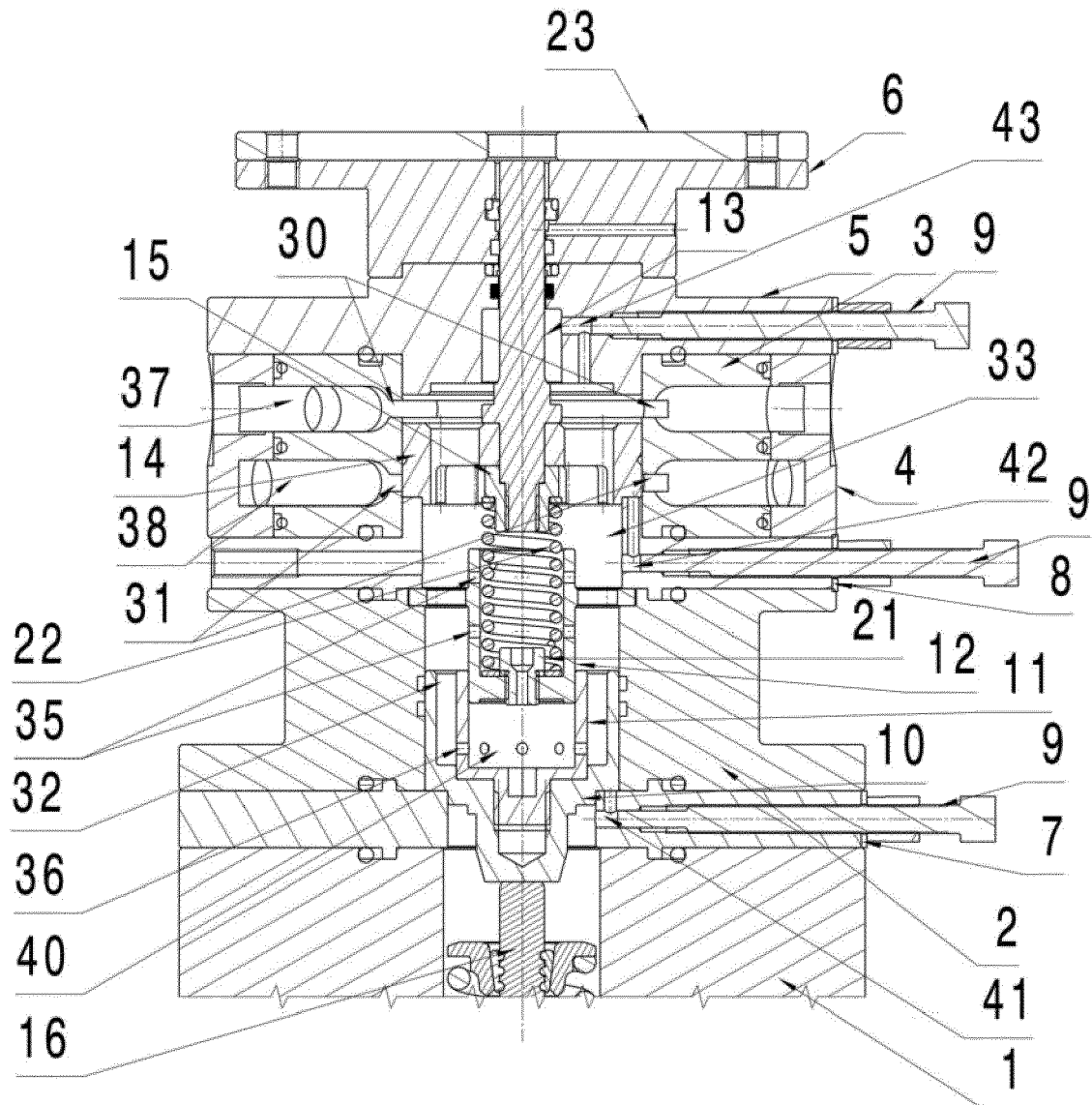


FIG. 4C

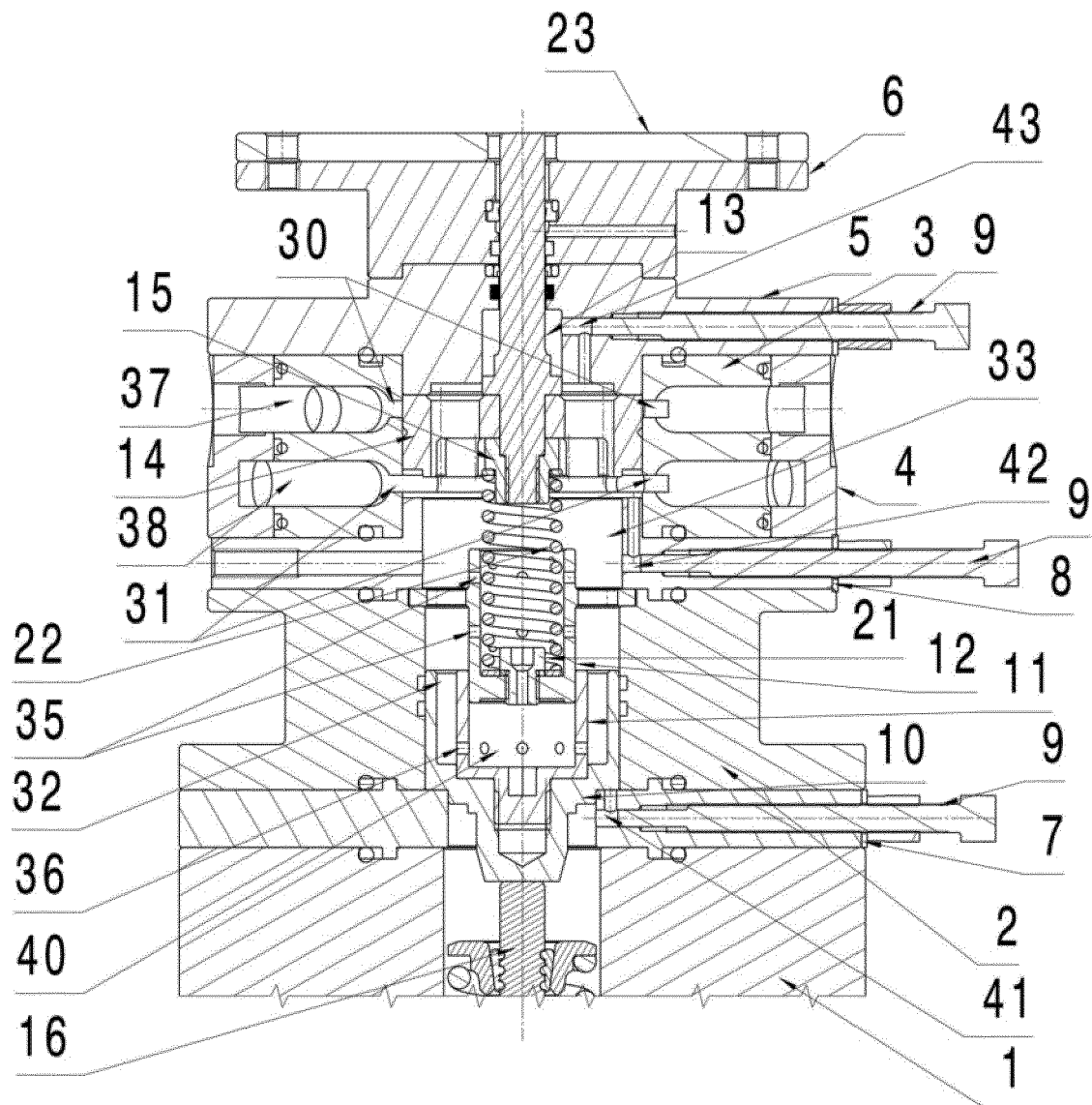
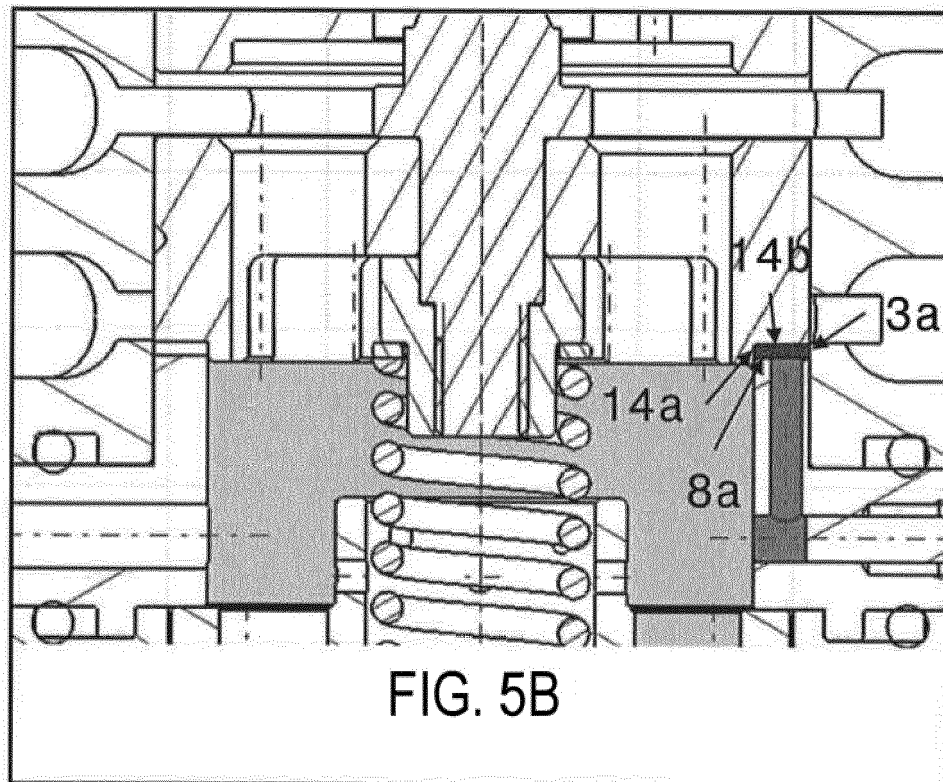
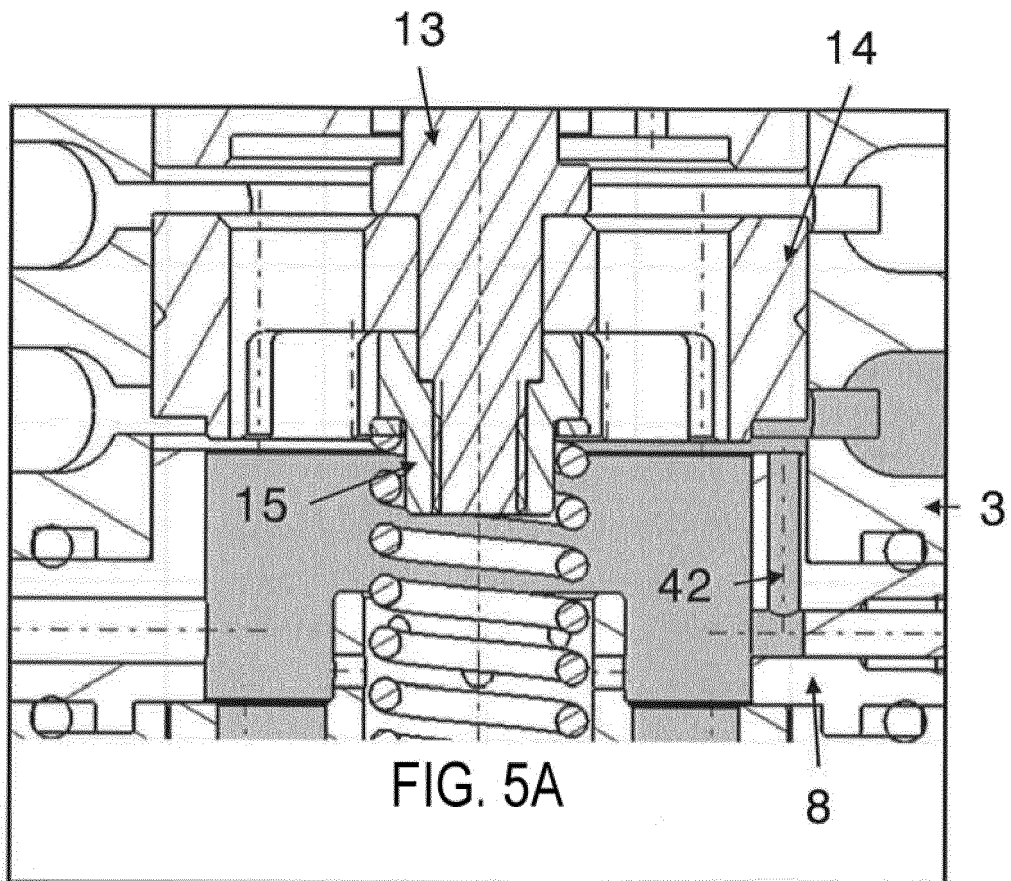
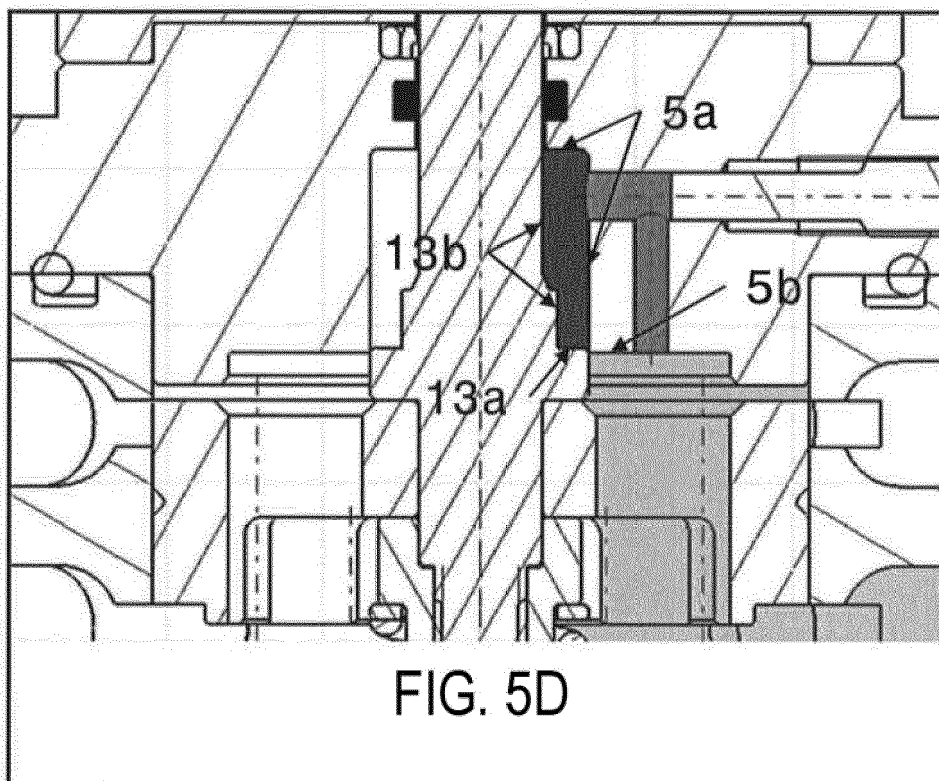
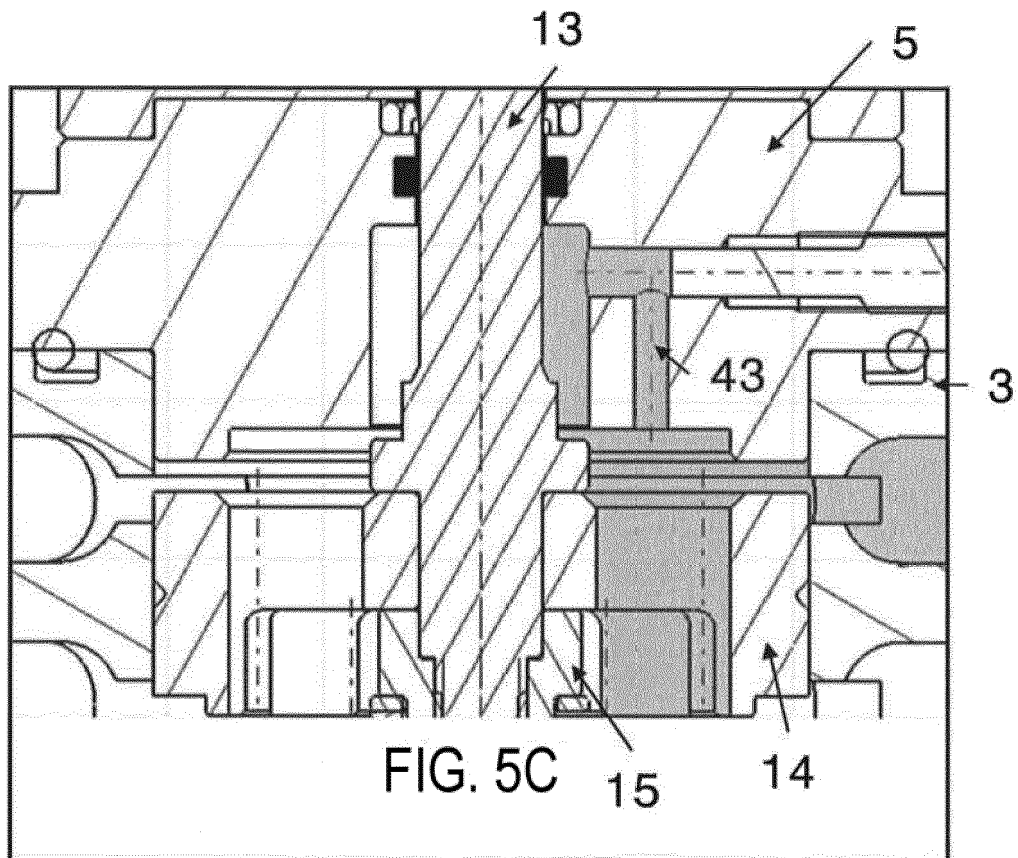
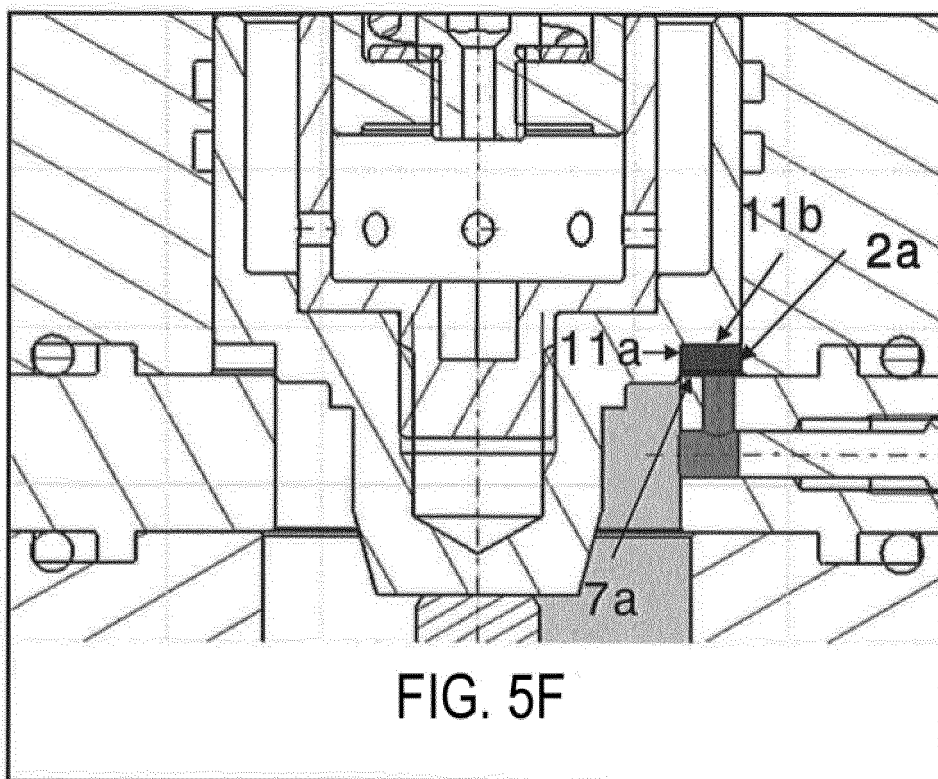
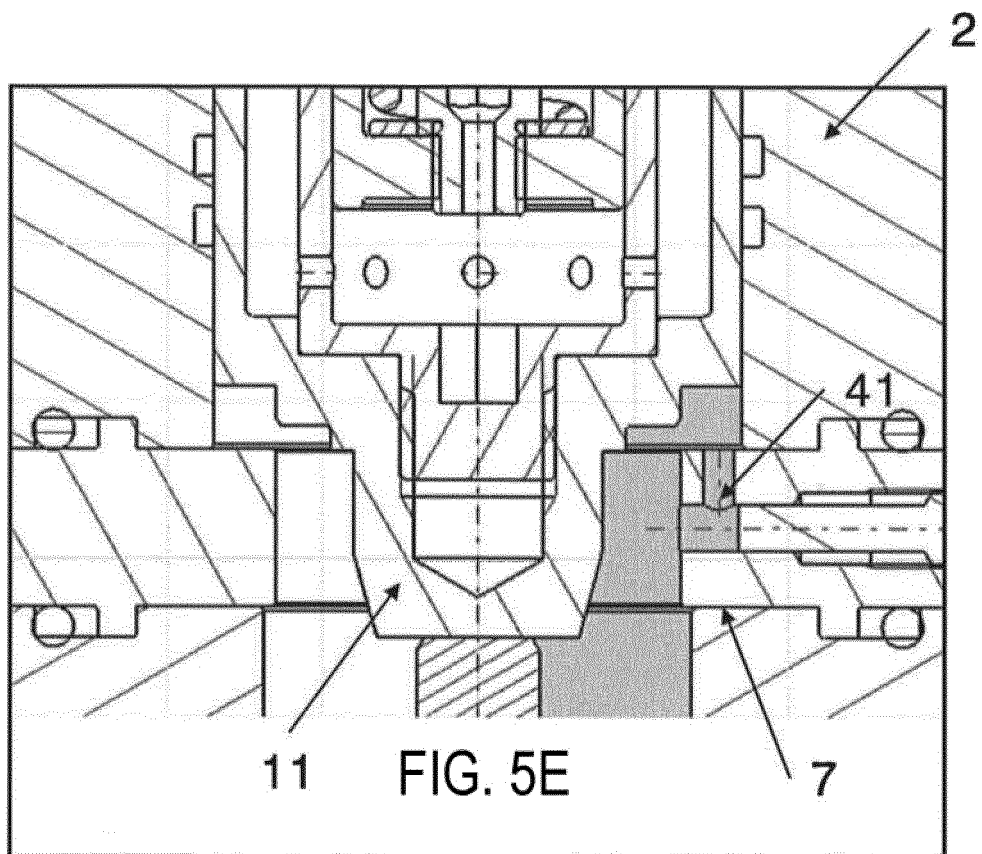


FIG. 4D







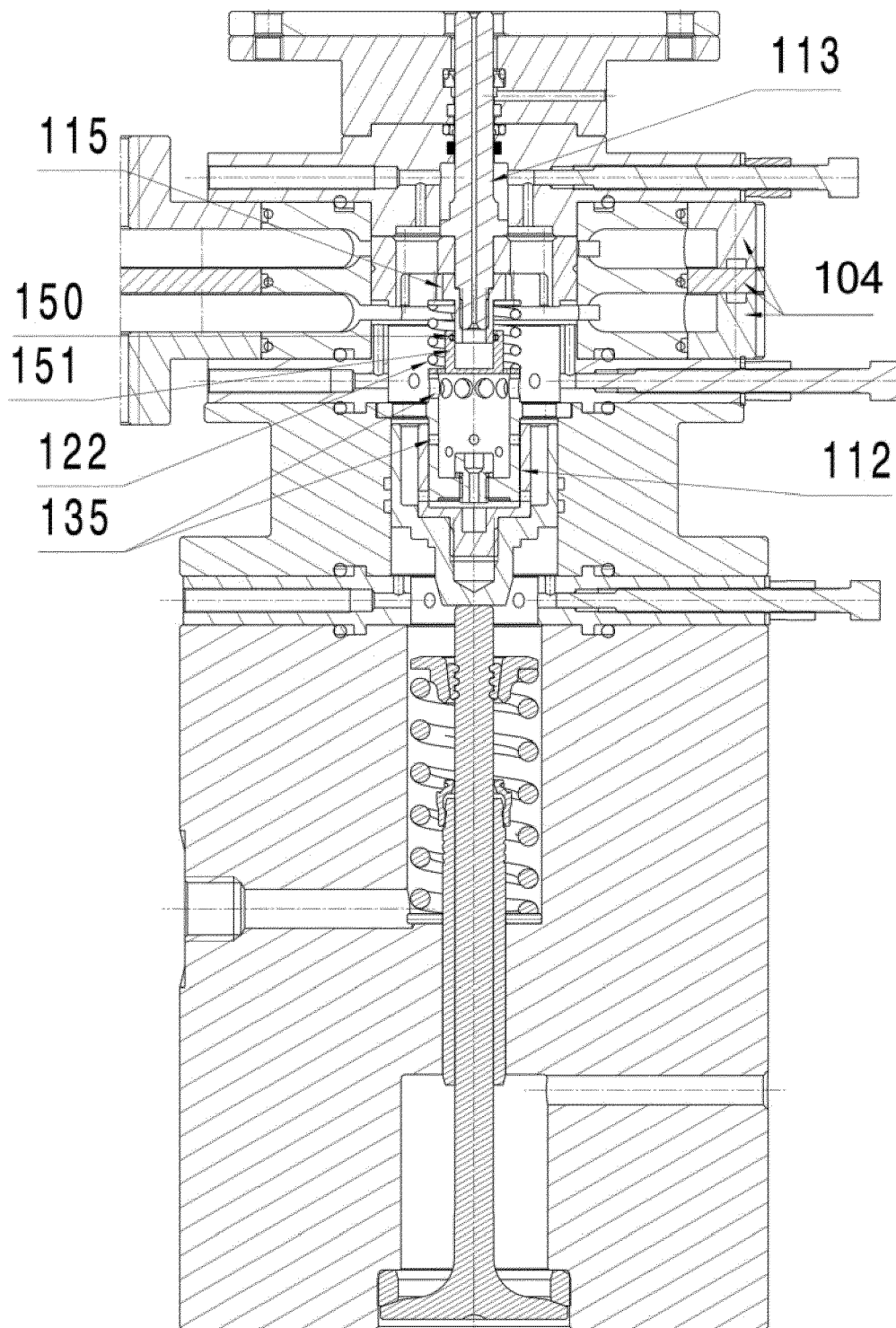


FIG. 6

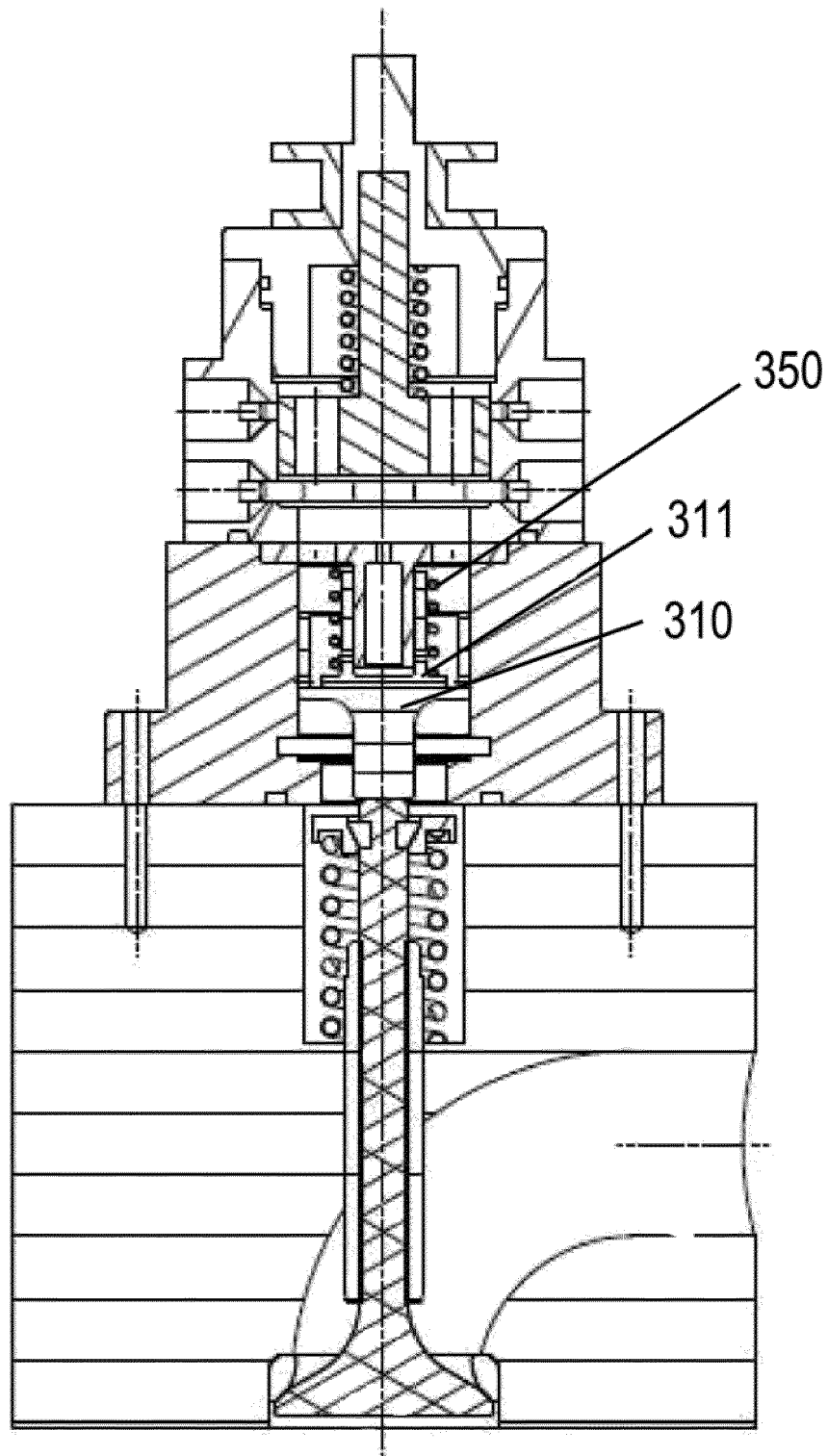


FIG. 7A

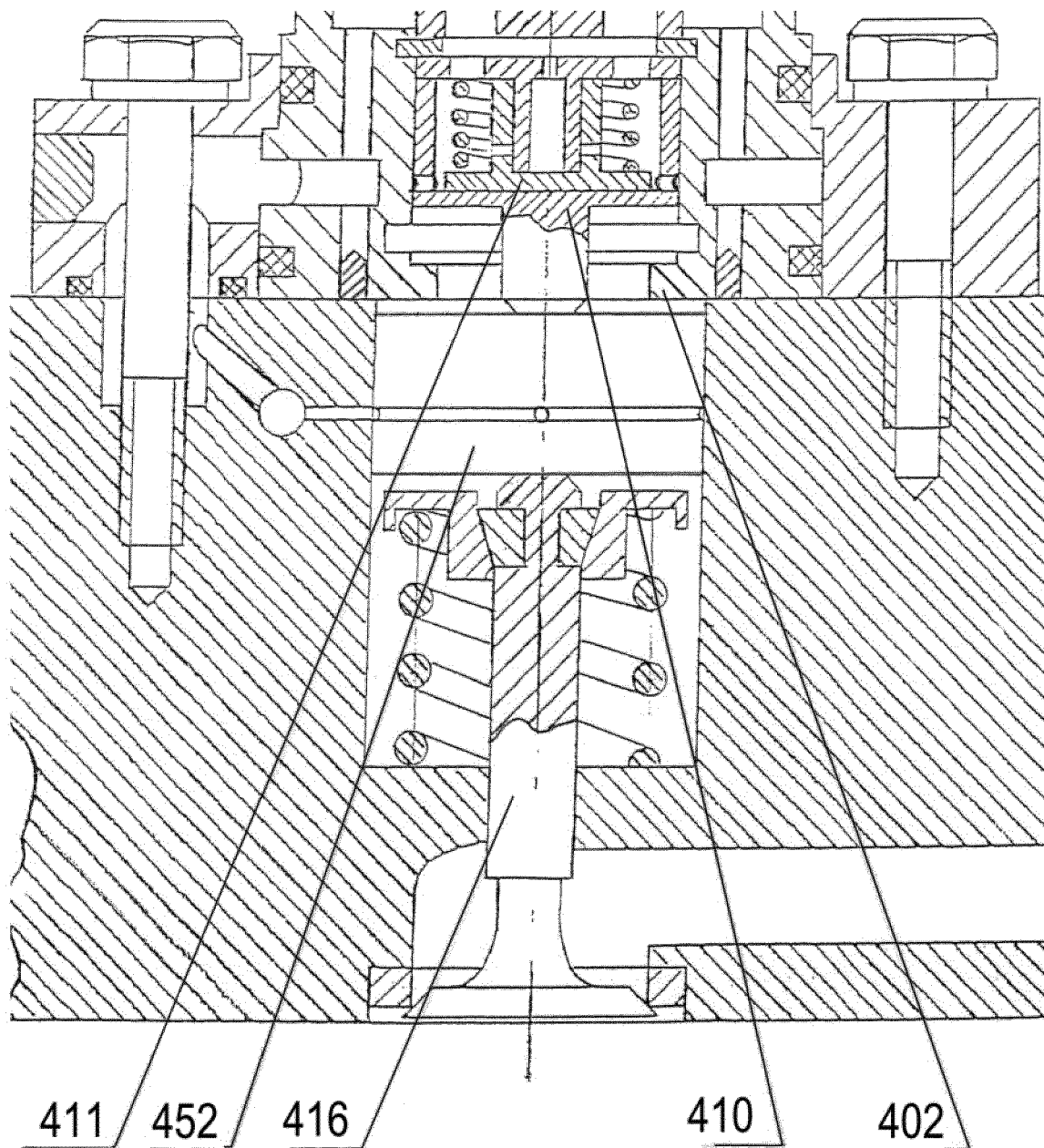


FIG. 7B



EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
EP 19 17 0034

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
X,D	WO 2016/000048 A1 (TOTEV LACHEZAR TOTEV [BG]) 7. Januar 2016 (2016-01-07)	1,2,5-7, 10,11, 13-15	INV. F01L9/02
Y	* Abbildungen 1,2 *	3,4,8,9, 12	
Y	----- JP H02 248607 A (HIGHLY RELIAB MARINE PROPUL) 4. Oktober 1990 (1990-10-04) * Abbildung 1 *	3,4,8,9, 12	
Y	----- EP 0 196 441 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 8. Oktober 1986 (1986-10-08) * Abbildungen 2-4 *	4	
A	----- KR 2012 0062263 A (HYUNDAI MOTOR CO LTD [KR]) 14. Juni 2012 (2012-06-14) * Abbildungen 1, 2 *	1	

			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC)
			F01L
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort Den Haag		Abschlußdatum der Recherche 12. August 2019	Prüfer Aubry, Yann
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

1

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 19 17 0034

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

12-08-2019

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
WO 2016000048 A1	07-01-2016	EP 3204624 A1	16-08-2017
		ES 2711301 T3	03-05-2019
		GB 2543004 A	05-04-2017
		PL 3204624 T3	31-05-2019
		US 2018010490 A1	11-01-2018
		WO 2016000048 A1	07-01-2016

JP H02248607 A	04-10-1990	JP H0791969 B2	09-10-1995
		JP H02248607 A	04-10-1990

EP 0196441 A1	08-10-1986	DE 3511819 A1	09-10-1986
		EP 0196441 A1	08-10-1986
		JP H0650046 B2	29-06-1994
		JP S61275516 A	05-12-1986
		US 4671221 A	09-06-1987

KR 20120062263 A	14-06-2012	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

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

- WO 2016000048 A1 [0002]