



(10) **AT 514966 B1 2015-09-15**

(12)

Patentschrift

(21) Anmeldenummer: A 793/2013
(22) Anmeldetag: 15.10.2013
(45) Veröffentlicht am: 15.09.2015

(51) Int. Cl.: **F02M 59/48** (2006.01)
F02M 59/44 (2006.01)
F16J 15/04 (2006.01)

(56) Entgegenhaltungen:
DE 2628590 A1
WO 2008055277 A1

(73) Patentinhaber:
ROBERT BOSCH GMBH
70469 STUTTGART-FEUERBACH (DE)

(74) Vertreter:
Haffner und Keschmann Patentanwälte GmbH
Wien

(54) Ein Hochdruckmedium führendes Bauelement

(57) Bei einem Pumpenelement für eine Common-Rail-Hochdruckpumpe, umfassend einen Ventilträger (13) mit wenigstens einem Druckkanal (29) und einen Pumpenzylinder (2) mit einem Pumpenraum (30), einen Pumpenkolben (3) und wenigstens eine Ventileinheit, wobei die Ventileinheit ein Saugventil (8) und ein Druckventil (9) aufweist, bei welchen jeweils ein Saug- bzw. Druckventilglied (22,16) gegen einen Saug- bzw. Druckventilsitz (24,18) pressbar ist und das Saug- und das Druckventilglied (22, 16) in dem Ventilträger (13) verschiebbar angeordnet sind, wobei eine die Mündung(en) des wenigstens einen Druckkanals (29) umgebende ringförmige Dichtfläche (32) des Ventilträgers (13) und eine den Rand des Pumpenraums (30) umgebende ringförmige Dichtfläche (33) des Pumpenzylinders (2) zur Ausbildung einer Dichtstelle flächig miteinander zusammenwirken, wobei die Querschnittsfläche des wenigstens einen Druckkanals (29) kleiner ist als die Querschnittsfläche des Pumpenraums (30), ist die druckbedingte radiale Aufweitung der ringförmigen Dichtflächen (32,33) im Wesentlichen gleich, wobei die zwischen der Saugbohrung (27) und der Dichtfläche (32) des Ventilträgers (13) vorgesehene Materialstärke im Querschnitt gesehen mindestens dem 1,25-fachen, bevorzugt dem 1,5-fachen des Durchmessers der Saugbohrung (27) beträgt.

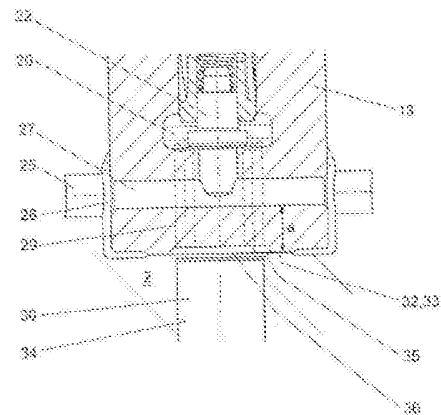


Fig. 3

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Pumpenelement für eine Common-Rail-Hochdruckpumpe, umfassend einen Ventilträger mit wenigstens einem Druckkanal und einen Pumpenzylinder mit einem Pumpenraum, einen Pumpenkolben und wenigstens eine Ventileinheit, wobei die Ventileinheit ein Saugventil und ein Druckventil aufweist, bei welchen jeweils ein Saug- bzw. Druckventilglied gegen einen Saug- bzw. Druckventilsitz pressbar ist und das Saug- und das Druckventilglied in dem Ventilträger verschiebbar angeordnet sind, wobei eine die Mündung(en) des wenigstens einen Druckkanals umgebende ringförmige Dichtfläche des Ventilträgers und eine den Rand des Pumpenraums umgebende ringförmige Dichtfläche des Pumpenzylinders zur Ausbildung einer Dichtstelle flächig miteinander zusammenwirken, wobei die Querschnittsfläche des wenigstens einen Druckkanals kleiner ist als die Querschnittsfläche des Pumpenraums, wobei beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens Medium über das Saugventil aus einem Saugraum des Pumpenelements angesaugt wird und beim Aufwärtsgang des Pumpenkolbens Medium über das Druckventil ausgestoßen wird, wobei der Saugraum über eine den Ventilträger durchsetzende Saugbohrung mit dem Saugventil verbunden ist und der im Pumpenzylinder ausgebildete Pumpenraum des Pumpenelements über den zumindest einen quer zur Saugbohrung verlaufenden, im Ventilträger ausgebildeten Druckkanal mit dem Druckventil verbunden ist.

[0002] Hochdruckpumpen werden beispielsweise in Brennkraftmaschinen eingesetzt, um Kraftstoff auf einen für das Einspritzen in den Brennraum geeigneten Druck zu bringen. Im Fall von Dieselmotoren, welche ein sogenanntes Common Rail Einspritzsystem aufweisen, ist es notwendig, den im Rail gespeicherten Hochdruckkraftstoff für alle Betriebszustände des Motors bereitzuhalten, zu welchem Zweck die Hochdruckpumpe vorgesehen ist. Um einen raschen Motorstart zu ermöglichen, muss die maximale Fördermenge der Hochdruckpumpe deutlich über der vom Motor benötigten Vollastmenge liegen. Andererseits ist aber bei Teillast oder Leerlauf des Motors nur eine geringe Fördermenge der Hochdruckpumpe erforderlich. Die Regelung der Fördermenge der Hochdruckpumpe in das Rail erfolgt über eine elektronisch gesteuerte Zumesseinheit, die in Abhängigkeit vom Kraftstoffdruck im Rail/Sammler die Zuflussmenge zur Hochdruckpumpe bestimmt. Damit wird nur die jeweils erforderliche Menge an Hochdruckkraftstoff in das Rail nachgeliefert.

[0003] Eine Hochdruckpumpe besteht aus mindestens einem Pumpenelement, das über einen Rollenstößel oder direkt von einer Nockenwelle angetrieben wird. Auf der Saugseite liefert eine Vorförderpumpe, beispielsweise eine Zahnradpumpe, den Kraftstoff mit geringem Druck aus dem Tank. Auf der Druckseite gelangt der komprimierte Kraftstoff über einen Sammler in das Leitungssystem bzw. über eine Leitung ins Rail.

[0004] Die Hochdruckpumpe arbeitet in der Regel derart, dass beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens die von der Zumesseinheit bestimmte Kraftstoffmenge aus dem Pumpensaugraum angesaugt und anschließend beim Aufwärtsgang des Pumpenkolbens über das Druckventil in das Rail gedrückt wird. Dabei wird die Dichtstelle zwischen dem Ventilträger und dem Pumpenzylinder zyklisch durch Druckänderung belastet. Die Belastung erfolgt bei jedem Pumpvorgang, wobei die Amplitude der Belastung einer Änderung des Druckes vom Versorgungsdruck der Hochdruckpumpe (< 10 bar) auf den jeweiligen Systemdruck des Common Rail Systems (> 2.000 bar) entspricht. Auf Grund der zyklischen Druckänderung besteht die Gefahr, dass es bei jedem Pumpvorgang zu einer partiellen Unterwanderung der Hochdruckdichtfläche mit Kraftstoff und damit verbunden zu Strömungserosion kommt. Weiters kommt es auf Grund der zyklischen Druckänderung zu zyklischen Bauteilauflösungen, die an den zusammenwirkenden Dichtflächen insbesondere dann zu Relativbewegungen führen, wenn die Bauteilauflösung in den beteiligten Komponenten unterschiedlich stark ausfällt. Dabei kann es zum sogenannten Fretting kommen. Zusammen mit den lokal meist hohe Spannungen an den Dichtflächen und mit der Strömungserosion kann dies zu Rissbildung und Bauteilausfall führen.

[0005] Bei Pumpenelementen gemäß dem Stand der Technik, wie sie beispielsweise in Fig. 1 dargestellt sind, wird die Unterwanderung der Dichtfläche und das Fretting einerseits durch

Steifigkeitsunterschiede innerhalb des Ventilträgers und andererseits durch unterschiedliche Steifigkeiten zwischen den beiden Bauteilen (Ventilträger, Pumpenzylinder) im Bereich der Dichtfläche begünstigt. Weiters wird das Auftreten von lokal hohen Spannungen an der Hochdruckdichtstelle durch die an der Dichtfläche ausgebildete Winkelübertreibung und durch den Bearbeitungsprozess am Pumpenzylinder begünstigt.

[0006] Das Dokument DE 2628590 A1 offenbart eine Einspritzpumpe für Kraftmaschinen, umfassend eine Pumpenkolbenbüchse und einen Druckventilkörper.

[0007] Das Dokument WO 2008055277 A1 offenbart ein Pumpenelement für eine Common-Rail-Hochdruckpumpe, wobei im Ventilträger eine Saugbohrung angeordnet ist.

[0008] Die Erfindung zielt daher darauf ab, ein Pumpenelement derart weiterzuentwickeln, dass die Gefahr einer Strömungserosion und einer Rissbildung an der Dichtfläche verringert wird.

[0009] Zur Lösung dieser Aufgabe besteht die Erfindung im Wesentlichen darin, dass die druckbedingte radiale Aufweitung der ringförmigen Dichtflächen im Wesentlichen gleich ist, wobei die zwischen der Saugbohrung und der Dichtfläche des Ventilträgers vorgesehene Materialstärke im Querschnitt gesehen mindestens dem 1,25-fachen, bevorzugt dem 1,5-fachen des Durchmessers der Saugbohrung beträgt. Dadurch wird bei der zyklischen Druckbelastung eine Relativverschiebung an den Dichtflächen, d.h. ein Aneinandergleiten der beiden Dichtflächen vermieden. Vielmehr entsteht eine Art des Aneinanderabrollens der beiden Dichtflächen, so dass das sogenannte Fretting verhindert werden kann. Die druckbedingte radiale Ausdehnung der beiden Komponenten kann im Bereich der Dichtflächen durch eine Reihe von konstruktiven Maßnahmen aneinander angeglichen werden. Beispielsweise kann die Bauteilsteifigkeit einer der beiden Komponenten oder beider Komponenten angepasst werden.

[0010] Bevorzugt ist vorgesehen, dass die Mündung des wenigstens einen Druckkanals in dem Ventilträger relativ zur ringförmigen Dichtfläche axial zurückversetzt ist. Dadurch wird erreicht, dass der Druckkanal nicht unmittelbar an der Dichtfläche mündet, sondern in einem durch den axialen Rückversatz entstehenden Zwischenraum. Bevorzugt weist der Zwischenraum hierbei eine gegenüber dem Druckkanal vergrößerte Querschnittsfläche auf, wobei der Raum von der ringförmigen Dichtfläche umgeben ist. Die Anordnung des Zwischenraums schafft einen Pumpenraum, in dem der anstehende pulsierende Fluidruck in radialer Richtung auf die Wand des Zwischenraums und daher im Sinne einer größeren Bauteil提高 wirkt als ohne Zwischenraum.

[0011] Zur Angleichung der Bauteilsteifigkeit des Ventilträgers und des Pumpenzylinders ist erfindungsgemäß vorgesehen, dass die zwischen der Saugbohrung und der Dichtfläche des Ventilträgers vorgesehene Materialstärke im Querschnitt gesehen mindestens dem 1,25-fachen, bevorzugt dem 1,5-fachen des Durchmessers der Saugbohrung beträgt. Dadurch, dass die zwischen der Saugbohrung und der Dichtfläche vorgesehene Materialstärke des Ventilträgers im Querschnitt gesehen im Vergleich zum Stand der Technik erhöht wird, gelingt eine Erhöhung der Steifigkeit des Ventilträgers im Bereich der Saugbohrung. Dies ist deshalb von Bedeutung, weil die Steifigkeit des Ventilträgers in diesem Bereich generell prinzip bedingt minimal ist.

[0012] Eine weitere Maßnahme besteht darin, dass am Übergang zwischen der zylindrischen Innenfläche und der Dichtfläche des Pumpenzylinders eine sich zur Dichtfläche hin erweiternde ringförmige konische oder konvexe Fläche vorgesehen ist. Dadurch wird am Übergang zwischen der zylindrischen Innenfläche und der Dichtfläche des Pumpenzylinders die Stützwirkung des Pumpenzylinders am Innendurchmesser der Dichtfläche erhöht.

[0013] Die Folge der durch die oben genannten Maßnahmen erreichte Angleichung der Bauteilsteifigkeiten ist einerseits eine Homogenisierung der Flächenpressung im Dichtbereich der Dichtflächen und andererseits eine Optimierung der Spannungsverteilung in den beiden betroffenen Bauteilen.

[0014] Die erfindungsgemäße Erhöhung der Bauteilstärke zwischen der Saugbohrung und der Dichtfläche des Ventilträgers ermöglicht es, die zum Saugraum des Pumpenelements führende

Zulaufbohrung weiter oben im Saugraum einmünden zu lassen, wobei sich bevorzugt eine Ausbildung ergibt, bei der die Zulaufbohrung im Wesentlichen coaxial zur Saugbohrung verläuft.

[0015] Bei Ausführungen gemäß dem Stand der Technik ist an den miteinander zusammenwirkenden Dichtflächen meist eine Winkelübertreibung vorgesehen, um die Flächenpressung zu erhöhen. Die Winkelübertreibung ist hierbei so ausgeführt, dass die Flächenpressung am Innendurchmesser der ringförmigen Dichtfläche auftritt und nach außen hin abnimmt. Die Winkelübertreibung besteht in einer leicht konischen Ausführung, d.h. einer zum Innendurchmesser hin größer werdenden Materialverdickung, der Dichtfläche, wobei die maximale Winkelübertreibung bzw. Materialverdickung 10-20 μm beträgt. Im Rahmen einer bevorzugten Ausführung der Erfindung ist abweichend vom Stand der Technik nun vorgesehen, dass die Dichtfläche des Pumpenzylinders eine Winkelübertreibung von 0-3 μm aufweist. Dadurch kann das Flächenpressungsmaximum am Innendurchmesser der Dichtfläche verringert werden, was ebenfalls zu einer Homogenisierung der Flächenpressung im Hochdruckdichtbereich führt. Mit der Reduktion des Bereichs der Winkelübertreibung von 10-20 μm auf einen Bereich von 0-3 μm ergibt sich bevorzugt auch eine Einschränkung der Maßtoleranz der entsprechenden Bauteile, da der Wert der Winkelübertreibung nur mehr zwischen 0 und 3 μm schwankt.

[0016] Eine weitere Reduzierung von Spannungsspitzen an den Dichtflächen ergibt sich gemäß einer bevorzugten Weiterbildung dadurch, dass die miteinander zusammenwirkenden Dichtflächen durch Schleifen bearbeitet sind. Die Verwendung eines Schleifprozesses anstelle des im Stand der Technik verwendeten Drehprozesses verbessert die durch Drehriefen hervorgerufenen Flächenpressungsspitzen. Der Bearbeitungsprozess des Schleifens begünstigt außerdem die Reduzierung der Streuung der Fertigungsmaße hinsichtlich der oben erwähnten Winkelübertreibung.

[0017] Zur Steigerung der Temperaturbeständigkeit sieht eine weitere bevorzugte Weiterbildung vor, dass der Pumpenzylinder aus dem Stahl 100Cr6 (ISO 683-17) besteht. Dieser Stahl weist folgende Zusammensetzung auf:

[0018] C: 0,93 - 1,05

[0019] Si: 0,15 - 0,35

[0020] Mn: 0,25 - 0,45

[0021] Cr: 1,35 - 1,60

[0022] Die Erfindung wird nachfolgend anhand von in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispielen näher erläutert. In dieser zeigt Fig. 1 den grundsätzlichen Aufbau einer Hochdruckpumpe nach dem Stand der Technik,

[0023] Fig. 2 einen Querschnitt durch eine Ventileinheit eines Pumpenelements der Fig. 1 und Fig. 3 einen Querschnitt durch ein erfindungsgemäßes Pumpenelement.

[0024] Fig. 1 zeigt den grundsätzlichen Aufbau einer Hochdruckpumpe 1 für ein Common Rail Einspritzsystem mit fünf Pumpenelementen, bestehend aus Pumpenzylinder 2 und Pumpenkolben 3. Eine vom Verbrennungsmotor angetriebene Nockenwelle 4 ist in einem Pumpengehäuse 5 gelagert und bewegt über Rollenstößel 6 die Pumpenkolben 3 in den Pumpenzylindern 2 auf und ab. Der Kontakt zwischen Rollenstößel 6 und Nocken wird durch Druckfedern 7 aufrecht gehalten. Beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens 3 wird über ein Saugventil 8 die von der Zumesseinheit 10 bestimmte Kraftstoffmenge aus dem rund um die Pumpenelemente in Längsrichtung des Pumpengehäuses verlaufenden Pumpensaugraum 11 angesaugt und anschließend beim Aufwärtsgang über ein Druckventil 9 in das Rail 12 gedrückt.

[0025] In Fig. 2 ist ein Querschnitt durch eine Ventileinheit entsprechend dem Stand der Technik dargestellt. In dem oberen Bereich des Pumpenzylinders 2 ist ein Ventilträger 13 und darüber ein Druckstück 14 angeordnet, welche über den mit dem Pumpengehäuse 5 verschraubten Pumpengehäusekopf 15 dichtend in den Pumpenzylinder 2 gepresst sind. Im Ventilträger 13 ist das Druckventilglied 16 axial verschiebbar geführt. Es wird durch die Druckventilfeder 17 an seinem Druckventilsitz 18 gegen die kegelige Sitzfläche 19 des Ventilträgers 13 gedrückt.

Seitliche Abflachungen am Druckventilglied 16 ermöglichen einen Kraftstofffluss aus dem Ventilraum 20 in Richtung Druckventilsitz 18. Die Druckventilfeder 17 stützt sich an einem im Druckstück 14 gelagerten Federteller 21 ab. In einer Bohrung des Druckventilglieds 16 ist das Saugventilglied 22 axial verschiebbar geführt und wird durch die Saugventilfeder 23 gegen den als Flachsitz ausgeführten Saugventilsitz 24 gedrückt.

[0026] Beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens 3 wird der von der Zumesseinheit 10 in den Pumpensaugraum 11 zugemessene Kraftstoff über die Zulaufbohrung 25 und den Elementsaugraum 26, die Saugbohrung 27 und die Zulaufbohrung 28, weiters über den sich öffnenden Saugventilsitz 24, den Ventilraum 20 und die Druckkanäle 29 in den Pumpenraum 30 oberhalb des Pumpenkolbens 3 angesaugt. Beim darauf folgenden Aufwärtsgang des Pumpenkolbens 3 schließt das Saugventil 8 und der Kraftstoff wird aus dem Pumpenraum 30 über die Druckkanäle 29, den Ventilraum 20 und die seitlichen Abflachungen am Druckventilglied 16, den sich öffnenden Druckventilsitz 18, die Zwischenräume zwischen den Windungen der Druckventilfeder 17, die Zentralbohrungen im Federteller 21 und im Druckstück 14 in das Rail 12 gedrückt. Querbohrungen 31 im Druckventilglied 16 vermeiden den Aufbau eines Druckpolsters in der die Saugventilfeder 23 beinhaltenden Bohrung oberhalb des Saugventilkörpers 22. Der Hub des Druckventilglieds 16 ist durch einen Hubanschlag am Federteller 21 begrenzt.

[0027] In Fig. 3 ist nun die erfindungsgemäße Ausbildung im Bereich der miteinander zusammenwirkenden Dichtflächen 32 und 33 des Ventilträgers 13 und des Pumpenzylinders 2 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Materialstärke a zwischen der Saugbohrung 27 und der Dichtfläche 32 des Ventilträgers 13 vergrößert wurde und bevorzugt mindestens dem 1,25-fachen, bevorzugt dem 1,5-fachen des Durchmessers der Saugbohrung 27 beträgt. Weiters ist nun im Vergleich zu der Ausbildung gemäß Fig. 2 am Übergang zwischen der zylindrischen Innenfläche 34 des Pumpenzylinders 2 und der Dichtfläche 33 des Pumpenzylinders 2 eine sich zur Dichtfläche 33 hin erweiternde ringförmige konische Fläche 35 vorgesehen, sodass die Dichtfläche 33 am Innendichtdurchmesser besser unterstützt wird.

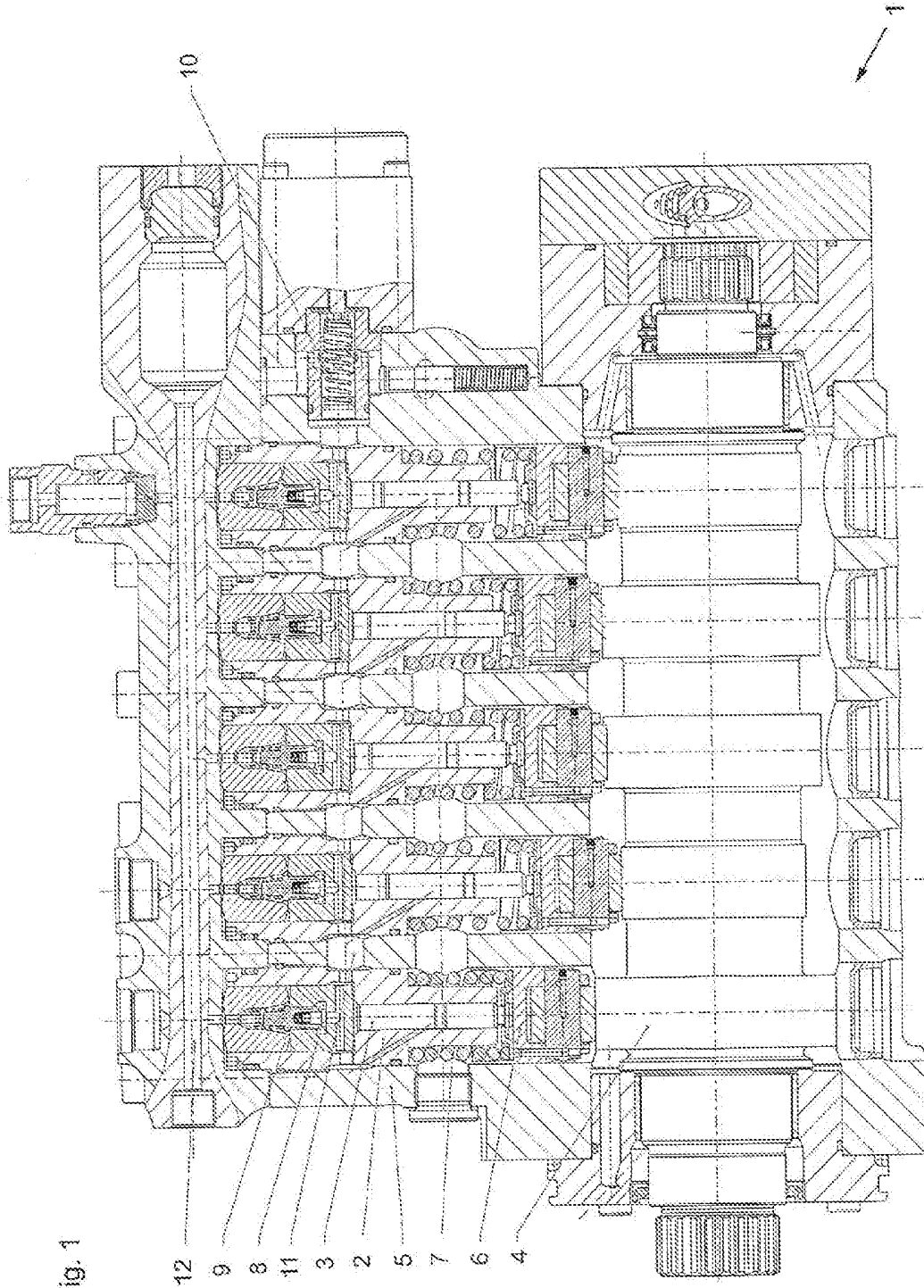
[0028] Weiters ist in Fig. 3 ersichtlich, dass die zum Saugraum 26 führende Zulaufbohrung 25 im Wesentlichen koaxial zur Saugbohrung 27 verläuft. Die Zulaufbohrung 25 wurde im Vergleich zur Fig. 2 somit nach oben gerückt, um Platz für die vergrößerte Wandstärke a des Ventilträgers 13 zu schaffen.

[0029] Schließlich münden die Druckkanäle 29 in einer im Vergleich zur Dichtflächenebene axial zurückversetzten Ebene, sodass sich ein Zwischenraum 36 ausbildet, dessen Innendurchmesser bevorzugt im Wesentlichen dem Innendurchmesser des Druckraums 30 entspricht, sodass der jeweils herrschende Fluiddruck im Ventilträger 13 und im Pumpenzylinder 2 auf gleichem Durchmesser zur Wirkung gelangt und dementsprechend eine radiale Aufweitung des Ventilträgers 13 und des Pumpenzylinders 2 in gleichem Maß bewirkt.

Patentansprüche

1. Pumpelement für eine Common-Rail-Hochdruckpumpe, umfassend einen Ventilträger (13) mit wenigstens einem Druckkanal (29) und einen Pumpenzylinder (2) mit einem Pumpenraum (30), einen Pumpenkolben (3) und wenigstens eine Ventileinheit, wobei die Ventileinheit ein Saugventil (8) und ein Druckventil (9) aufweist, bei welchen jeweils ein Saug- bzw. Druckventilglied (22,16) gegen einen Saug- bzw. Druckventilsitz (24,18) pressbar ist und das Saug- und das Druckventilglied (22, 16) in dem Ventilträger (13) verschiebbar angeordnet sind, wobei eine die Mündung(en) des wenigstens einen Druckkanals (29) umgebende ringförmige Dichtfläche (32) des Ventilträgers (13) und eine den Rand des Pumpenraums (30) umgebende ringförmige Dichtfläche (33) des Pumpenzylinders (2) zur Ausbildung einer Dichtstelle flächig miteinander Zusammenwirken, wobei die Querschnittsfläche des wenigstens einen Druckkanals (29) kleiner ist als die Querschnittsfläche des Pumpenraums (30), wobei beim Abwärtsgang des Pumpenkolbens (3) Medium über das Saugventil (8) aus einem Saugraum (26) des Pumpelements angesaugt wird und beim Aufwärtsgang des Pumpenkolbens (3) Medium über das Druckventil (9) ausgestoßen wird, wobei der Saugraum (26) über eine den Ventilträger (13) durchsetzende Saugbohrung (27) mit dem Saugventil (8) verbunden ist und der im Pumpenzylinder (2) ausgebildete Pumpenraum (30) des Pumpelements über den zumindest einen quer zur Saugbohrung (27) verlaufenden, im Ventilträger (13) ausgebildeten Druckkanal (29) mit dem Druckventil (9) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet**, dass die druckbedingte radiale Aufweitung der ringförmigen Dichtflächen (32,33) im Wesentlichen gleich ist, wobei die zwischen der Saugbohrung (27) und der Dichtfläche (32) des Ventilträgers (13) vorgesehene Materialstärke im Querschnitt gesehen mindestens dem 1,25-fachen, bevorzugt dem 1,5-fachen des Durchmesser der Saugbohrung (27) beträgt.
2. Pumpelement nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Mündung des wenigstens einen Druckkanals (29) in dem Ventilträger (13) relativ zur ringförmigen Dichtfläche (32) axial zurückversetzt ist.
3. Pumpelement nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der wenigstens eine Druckkanal (29) in einen Raum (36) mit gegenüber dem Druckkanal (29) vergrößerter Querschnittsfläche mündet, wobei der Raum (36) von der ringförmigen Dichtfläche (32) umgeben ist.
4. Pumpelement nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass am Übergang zwischen der zylindrischen Innenfläche (34) und der Dichtfläche (33) des Pumpenzylinders (2) eine sich zur Dichtfläche (33) hin erweiternde ringförmige konische oder konvexe Fläche (35) vorgesehen ist.
5. Pumpelement nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine zum Saugraum (26) führende Zulaufbohrung (25) im Wesentlichen koaxial zur Saugbohrung (27) verläuft.
6. Pumpelement nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Dichtfläche (33) des Pumpenzylinders (2) eine Winkelübertreibung von 0-3 µm aufweist.
7. Pumpelement nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die miteinander zusammenwirkenden Dichtflächen (32,33) durch Schleifen bearbeitet sind.
8. Pumpelement nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Pumpenzylinder (2) aus dem Stahl 100Cr6 besteht.

Hierzu 3 Blatt Zeichnungen



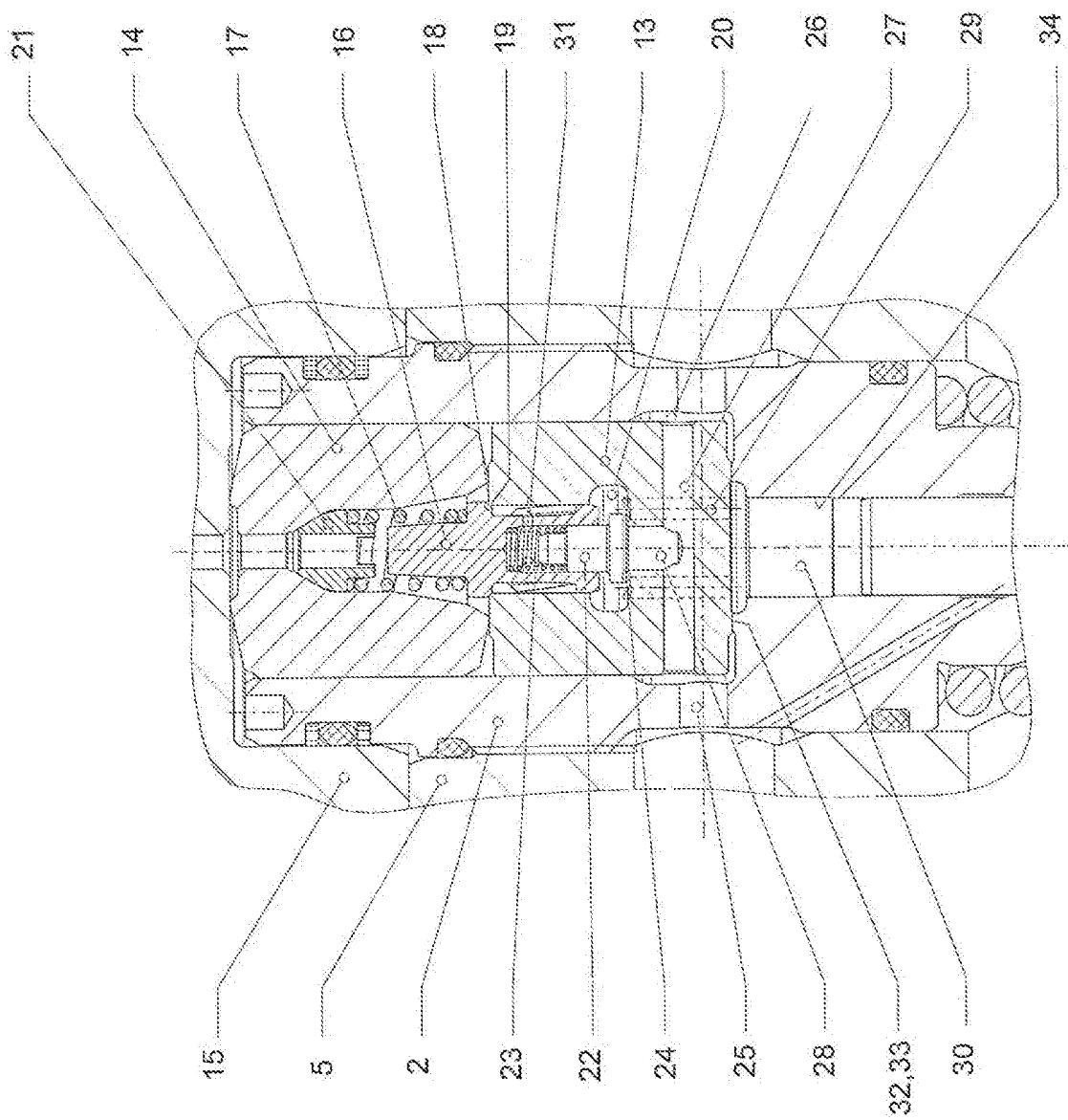


Fig. 2

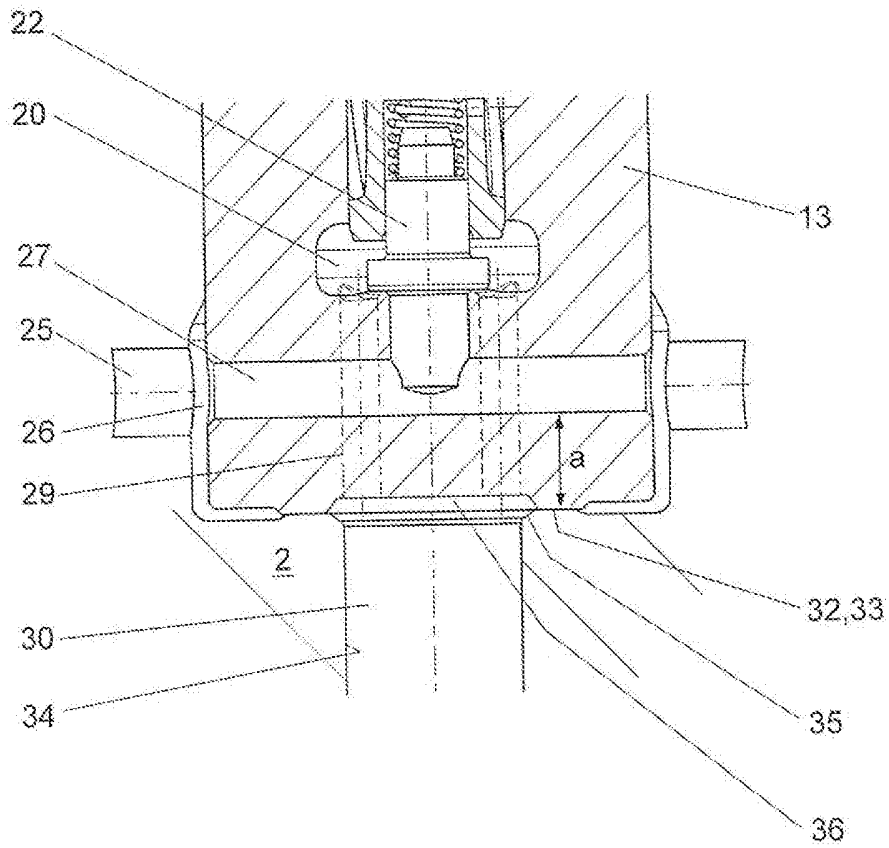


Fig. 3