



(10) **DE 11 2015 001 797 T5** 2017.01.19

(12)

## Veröffentlichung

der internationalen Anmeldung mit der  
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2015/159201**  
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)  
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2015 001 797.6**  
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/IB2015/052680**  
(86) PCT-Anmeldetag: **13.04.2015**  
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **22.10.2015**  
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung  
in deutscher Übersetzung: **19.01.2017**

(51) Int Cl.: **F04C 14/22 (2006.01)**  
**F01M 1/02 (2006.01)**  
**F04C 2/344 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:  
**61/979,030**                      **14.04.2014**      **US**

(71) Anmelder:  
**Magna Powertrain Inc., Concord, Ontario, CA**

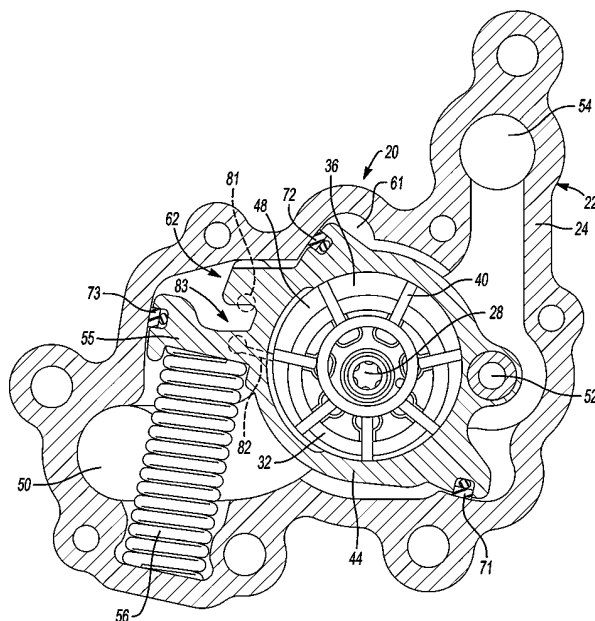
(74) Vertreter:  
**Rausch, Gabriele, Dipl.-Phys. Dr.rer.nat., 70184  
Stuttgart, DE**

(72) Erfinder:  
**Shulver, David, Richmond Hill, Ontario, CA;**  
**Tanasuca, Cezar, Richmond Hill, Ontario, CA;**  
**Lauth, Hans-Jürgen, 61267 Neu-Anspach, DE**

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen**

(54) Bezeichnung: **VERSTELLPUMPE MIT HYDRAULIKDURCHGANG**

(57) Zusammenfassung: Eine Pumpe mit variabler Kapazität umfasst einen Steuerring, der innerhalb einer Pumpenkammer beweglich ist, um die volumetrische Kapazität der Pumpe zu verändern. Eine erste und eine zweite Steuerkammer nehmen einzeln druckbeaufschlagtes Fluid auf, um Kräfte zum Vorspannen des Steuerrings in eine vorbestimmte Richtung zu erzeugen. Eine Rückstellfeder drängt den Steuerring in Richtung einer Pumpenposition mit maximaler volumetrischer Kapazität. Basierend auf einer Position des Steuerrings verbindet der Steuerring die zweite Steuerkammer mit einer Druckfluidquelle und trennt sie von dieser. Kräfte aus den Steuerkammern und der Feder wirken in Kombination miteinander oder gegeneinander und gegen die Federkraft, um basierend auf einem Druckzustand oder einem entlüfteten Zustand der zweiten Steuerkammer einen ersten und einen zweiten Gleichgewichtsdruck herzustellen.



**Beschreibung**

## GEBIET

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft verstellbare Flügelzellenpumpen. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung ein Verstellflügelpumpensystem mit Gleitdruck für mechanische Systeme wie Verbrennungsmotoren oder automatisierte Getriebe. Die vorliegende Offenbarung betrifft eine verbesserte Pump- und Steuervorrichtung zur Bereitstellung einer besseren Steuerung der Förderleistung der Pumpe mit variabler Kapazität. Genauer betrifft die vorliegende Erfindung einen für den Durchflussbedarf optimierten Steuermechanismus zum Steuern der Förderleistung einer Pumpe mit variabler Kapazität unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen.

## HINTERGRUND

**[0002]** Pumpen für inkompressible Fluide, wie Öl, sind oft Flügelzellenpumpen mit variabler Kapazität. Solche Pumpen umfassen einen beweglichen Pumping, der ermöglicht, dass die Rotorextrizität der Pumpe verändert werden kann, um die Pumpenkapazität zu variieren.

**[0003]** Die Fähigkeit, zum Aufrechterhalten eines Gleichgewichtsdrucks die volumetrische Kapazität der Pumpe zu verändern, ist wichtig in Umgebungen, beispielsweise Kraffahrzeugschmierölpumpen, in denen die Pumpe über einen Bereich von Betriebsdrehzahlen betrieben wird. Um in solchen Umgebungen vergleichsweise Gleichgewichtsdruck aufrechtzuerhalten, ist bekannt, eine direkte oder indirekte Rückkopplungszuführung des Arbeitsfluids (z. B. Schmieröl) von dem Ausgang der Pumpe zu einer an den Pumpensteuerring angrenzenden Steuerkammer einzusetzen, wobei der Druck in der Steuerkammer so wirkt, dass er den Steuerring, gegen eine in der Regel von einer Rückstellfeder ausgeübte Vorspannkraft, bewegt, um die Kapazität der Pumpe zu verändern.

**[0004]** Wenn sich der Druck am Ausgang der Pumpe erhöht, beispielsweise wenn sich die Betriebsdrehzahl der Pumpe erhöht, wird der erhöhte Druck auf den Steuerring aufgebracht, um die Vorspannung der Rückstellfeder zu überwinden und den Steuerring so zu bewegen, dass er die Kapazität der Pumpe verringert, wodurch das Ausgangsvolumen und somit der Druck am Ausgang der Pumpe verringert wird, um weiterhin trotz der Veränderung der Betriebsbedingungen (Drehzahl) vergleichsweise Gleichgewichtsdruck aufrechtzuerhalten.

**[0005]** Wenn der Druck am Ausgang der Pumpe hingegen fällt, beispielsweise wenn die Betriebsdrehzahl der Pumpe abnimmt, ermöglicht der verringerte Druck, der auf die zu dem Steuerring benachbar-

te Steuerkammer aufgebracht wird, dass die in der Regel von einer Rückstellfeder ausgeübte Vorspannkraft den Steuerring so bewegt, dass er die Kapazität der Pumpe erhöht, wodurch das Ausgangsvolumen und somit der Druck der Pumpe erhöht wird, um weiterhin trotz der Veränderung der Betriebsbedingungen vergleichsweise Gleichgewichtsdruck aufrechtzuerhalten. Auf diese Weise wird über einen Bereich von Betriebsbedingungen (Drehzahl) am Ausgang der Pumpe vergleichsweise Gleichgewichtsdruck erhalten.

**[0006]** Der Gleichgewichtsdruck wird bestimmt durch die Fläche des Steuerrings, gegen die das Arbeitsfluid in der Steuerkammer wirkt, den Druck des zu der Kammer geführten Arbeitsfluids und die Vorspannkraft, die in der Regel durch die Rückstellfeder und die Eigenschaften des Hydrauliksystems, in dem die Pumpe betrieben wird, erzeugt wird.

**[0007]** Herkömmlicherweise ist der Gleichgewichtsdruck so festgelegt, dass er ein für den erwarteten Betriebsbereich des Motors akzeptabler Druck ist, und ist somit ein Stück weit ein Kompromiss, da der Motor beispielsweise bei niedrigeren Betriebsdrehzahlen mit einem niedrigeren Arbeitsfluidruck, als bei höheren Motorbetriebsdrehzahlen erforderlich, akzeptabel arbeiten kann. Um übermäßigen Verschleiß oder eine andere Beschädigung des Motors zu verhindern, werden die Motorenentwickler für die Pumpe einen Gleichgewichtsdruck festlegen, der die Bedingungen des schlimmsten Falls (beispielsweise hohe Motorlast oder Betriebsdrehzahl) erfüllt. Somit wird die Pumpe bei niedrigeren Drehzahlen oder niedrigeren Motorlasten mit einer höheren als der erforderlichen Kapazität arbeiten und energieverwendend das überschüssige, nicht notwendige Arbeitsfluid durch das Hydrauliksystem pumpen.

**[0008]** Es ist wünschenswert, eine einfache Flügelzellenpumpe mit variabler Kapazität zur Verfügung zu haben, die mindestens zwei Gleichgewichtsdrücke in einem angemessen kompakten Pumpengehäuse bereitstellen kann. Einige bekannte Lösungen verwenden eine Doppelfederkonfiguration, wie beispielsweise in der WO2013049929 A1 dargestellt. Es kann wünschenswert sein, ähnliche Vorteile unter Verwendung einfacher Hydraulikanschlüsse und ohne zusätzliche Komponenten zu erzielen.

## KURZDARSTELLUNG

**[0009]** Eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, eine neue Verstellflügelpumpe mit Gleitdruck zu schaffen, die mindestens einen Nachteil des Standes der Technik vermeidet oder abschwächt.

**[0010]** Eine Pumpe mit variabler Kapazität umfasst einen Steuerring, der innerhalb einer Pumpenkammer beweglich ist, um die volumetrische Kapazität

der Pumpe zu verändern. Eine erste und eine zweite Steuerkammer nehmen einzeln druckbeaufschlagtes Fluid auf, um Kräfte zum Vorspannen des Steuerrings in eine vorbestimmte Richtung zu erzeugen. Eine Rückstellfeder drängt den Steuerring in Richtung einer Pumpenposition mit maximaler volumetrischer Kapazität. Basierend auf einer Position des Steuerrings verbindet der Steuerring die zweite Steuerkammer mit einer Druckfluidquelle und trennt sie von dieser. Kräfte aus den Steuerkammern und der Feder wirken in Kombination miteinander oder gegeneinander und gegen die Federkraft, um basierend auf einem Druckzustand oder einem entlüfteten Zustand der zweiten Steuerkammer einen ersten und einen zweiten Gleichgewichtsdruck herzustellen.

**[0011]** In einer ersten Anordnung wirkt die Rückstellfeder gegen die kombinierte Kraft der beiden Steuerkammern zum Aufbau eines niedrigeren Gleichgewichtsdrucks. Ein einfaches Merkmal in dem Steuerring ist dazu konfiguriert, nachdem der Steuerring sich um ein vorbestimmtes Maß bewegt hat, den Hydraulikdurchgang, der die zweite Steuerkammer mit Druckenergie auflädt, zu schließen und einen Durchgang zur Entlüftung der zweiten Steuerkammer zu öffnen. Die Rückstellfeder wirkt dann nur gegen die Kraft der ersten Steuerkammer, um einen zweiten, höheren Gleichgewichtsdruck herzustellen.

**[0012]** In einer zweiten Anordnung wirkt die Rückstellfeder zum Aufbau eines niedrigeren Gleichgewichtsdrucks gegen die Kraft einer primären Steuerkammer. Ein einfaches Merkmal in dem Steuerring ist dazu konfiguriert, nachdem der Steuerring sich um ein vorbestimmtes Maß bewegt hat, einen Hydraulikdurchgang, der eine zweite Steuerkammer mit Druckenergie auflädt, zu öffnen, wodurch der Kraft der primären Steuerkammer entgegengewirkt wird. Die Rückstellfeder und die Kraft in der sekundären Steuerkammer wirken dann gegen die Kraft in der ersten Steuerkammer und stellen dadurch einen zweiten, höheren Gleichgewichtsdruck her.

**[0013]** In einer dritten Anordnung, die der ersten vorgestellten Anordnung ähnelt, wird eine dritte Kammer dem Steuerring hinzugefügt und zum Erzeugen von zwei relativ parallelen Druckkurven durch ein Auf/Zu-Magnetventil mit der Arbeitsfluidversorgung verbunden. Ein Hochmodus wird bereitgestellt, wenn die dritte Kammer nicht druckbeaufschlagt ist und ein Niedrigmodus, wenn die dritte Kammer druckbeaufschlagt ist.

**[0014]** In einer vierten Anordnung, die der zweiten vorgestellten Anordnung ähnelt, wird eine dritte Kammer dem Steuerring hinzugefügt und zum Erzeugen von zwei relativ parallelen Druckkurven durch ein Auf/Zu-Magnetventil mit der Arbeitsfluidversorgung verbunden. Ein Hochmodus wird erzeugt, wenn die dritte Kammer nicht druckbeaufschlagt ist und ein Nied-

rigmodus, wenn die dritte Kammer druckbeaufschlagt ist.

## ZEICHNUNGEN

**[0015]** Die hier beschriebenen Zeichnungen sollen lediglich ausgewählte Ausführungsformen und nicht alle möglichen Umsetzungen veranschaulichen und sind nicht dazu vorgesehen, den Schutzzumfang der vorliegenden Offenbarung einzuschränken.

**[0016]** Fig. 1 ist eine Teildraufsicht auf eine Pumpe mit variabler Kapazität, die nach den Lehren der vorliegenden Offenbarung aufgebaut ist;

**[0017]** Die Fig. 2A bis Fig. 2D zeigen die Pumpe in verschiedenen Exzentrizitätsphasen;

**[0018]** Fig. 3 ist ein Diagramm des Ausgangsdrucks der in den Fig. 2A bis Fig. 2D dargestellten Pumpe gegenüber dem Öldruckbedarf des mechanischen Systems;

**[0019]** Fig. 4 ist eine Teildraufsicht einer weiteren Pumpe mit variabler Kapazität;

**[0020]** Die Fig. 5A bis Fig. 5D zeigen die Pumpe der Fig. 4 in verschiedenen Exzentrizitätsphasen;

**[0021]** Fig. 6 ist eine Teildraufsicht einer weiteren Pumpe mit variabler Kapazität;

**[0022]** Die Fig. 7A bis Fig. 7D zeigen die Pumpe der Fig. 6 in verschiedenen Exzentrizitätsphasen;

**[0023]** Fig. 8 ist ein Diagramm des Ausgangsdrucks der in den Fig. 7A bis Fig. 7D dargestellten Pumpe gegenüber dem minimalen und maximalen Öldruckbedarf eines mechanischen Systems;

**[0024]** Fig. 9 ist eine Teildraufsicht auf eine weitere Pumpe mit variabler Kapazität;

**[0025]** Die Fig. 10A bis Fig. 10D zeigen die Pumpe der Fig. 9 in verschiedenen Exzentrizitätsphasen; und

**[0026]** Fig. 11 ist eine Teildraufsicht auf eine Pumpe mit variabler Kapazität, die einen Pendelschiebermechanismus umfasst.

**[0027]** In den verschiedenen Ansichten der Zeichnungen zeigen einander entsprechende Bezugszeichen einander entsprechende Bauteile an.

## BESCHREIBUNG

**[0028]** Eine Flügelzellenpumpe mit variabler Kapazität gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in Fig. 1 allgemein bei 20 angegeben.

Die Pumpe **20** umfasst eine Umhüllung oder ein Gehäuse **22** mit einer Vorderseite **24**, die mit einem Pumpendeckel (nicht dargestellt) und gegebenenfalls einer geeigneten Dichtung (nicht dargestellt) gegen einen Motor (nicht dargestellt) oder dergleichen, den die Pumpe **20** mit druckbeaufschlagtem Arbeitsfluid versorgen muss, abgedichtet ist.

**[0029]** Die Pumpe **20** umfasst eine Antriebswelle **28**, die durch jedes geeignete Mittel, wie etwa den Motor oder einen anderen Mechanismus, den die Pumpe mit Arbeitsfluid versorgen muss, angetrieben wird, um die Pumpe **20** zu betätigen. Wenn die Antriebswelle **28** gedreht wird, wird ein im Inneren einer Pumpenkammer **36** angeordneter Pumpenrotor **32** durch die Antriebswelle **28** angetrieben. Eine Reihe von verschiebbaren Pumpenflügeln **40** drehen sich mit dem Rotor **32** und das äußere Ende jedes Flügels **40** ist mit der Innenumfangsfläche eines Pumpensteuerings **44**, der die Außenwand der Pumpenkammer **36** bildet, in Eingriff. Die Pumpenkammer **36** ist unterteilt in eine Reihe von Arbeitsfluidkammern **48**, die durch die Innenfläche des Pumpensteuerings **44**, den Pumpenrotor **32** und die Flügel **40** definiert sind.

**[0030]** Der Pumpensteuerring **44** ist über einen Schwenkzapfen **52**, der ermöglicht, dass das Zentrum des Pumpensteuerings **44** relativ zu dem Zentrum des Rotors **32** bewegbar ist, im Inneren des Gehäuses **22** befestigt. Da das Zentrum des Pumpensteuerings **44** relativ zu dem Zentrum des Pumpenrotors **32** exzentrisch angeordnet ist und sowohl das Innere des Pumpensteuerings **44** als auch der Pumpenrotor **32** kreisförmig ist, ändert sich das Volumen der Arbeitsfluidkammern **48**, wenn sich die Kammern **48** um die Pumpenkammer **36** drehen, wobei ihr Volumen auf der Niederdruckseite (der linken Seite der Pumpenkammer **36** in **Fig. 1**) der Pumpe **20** größer wird und auf der Hochdruckseite (der rechten Seite der Pumpenkammer **36** in den **Fig. 2A** bis **Fig. 2D**) der Pumpe **20** kleiner wird. Diese Volumenänderung der Arbeitsfluidkammern **48** erzeugt die Pumpwirkung der Pumpe **20**, indem Arbeitsfluid aus einem Pumpeneinlass **50** gezogen, mit Druck beaufschlagt und einem Pumpenauslass **54** zugeführt wird.

**[0031]** Durch Bewegen des Pumpensteuerings **44** um den Drehzapfen **52** kann das Maß der Exzentrizität relativ zu dem Pumpenrotor **32** verändert werden, um das Maß der Volumenänderung der Arbeitsfluidkammern **48** von der Niederdruckseite der Pumpe **20** zu der Hochdruckseite der Pumpe **20** zu variieren, wodurch die volumetrische Kapazität der Pumpe verändert wird. Eine Rückstellfeder **56** greift in einen Ansatz **55** des Steuerings **44** und in das Gehäuse **22** ein, um den Pumpensteuerring **44** in die in **Fig. 1** dargestellte Position vorzuspannen, in der die Pumpe eine maximale Exzentrizität aufweist.

**[0032]** Eine erste Steuerkammer **61** ist gebildet zwischen dem Pumpengehäuse **22**, dem Pumpensteuerring **44**, einer Dichtung **71** und einer Dichtung **72**, die an dem Pumpensteuerring **44** befestigt sind und an dem Gehäuse **22** anliegen. In der dargestellten Konfiguration ist die erste Steuerkammer **61** in direkter Fluidverbindung mit dem Pumpenauslass **54**, so dass druckbeaufschlagtes Arbeitsfluid aus der Pumpe **20**, das dem Pumpenauslass **54** zugeführt wird, auch die erste Steuerkammer **61** füllt.

**[0033]** Für den Fachmann auf dem Gebiet ist offensichtlich, dass die erste Steuerkammer **61** nicht in direkter Fluidverbindung mit dem Pumpenauslass **54** stehen muss, sondern stattdessen direkt oder indirekt aus jeder geeigneten Arbeitsfluidquelle versorgt werden kann, beispielsweise aus einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, die durch die Pumpe **20** versorgt wird.

**[0034]** Eine zweite Steuerkammer **62** ist gebildet zwischen dem Pumpengehäuse **22**, dem Pumpensteuerring **44** und der Dichtung **72** sowie einer Dichtung **73**, die an dem Pumpensteuerring **44** befestigt sind und an dem Gehäuse **22** anliegen.

**[0035]** Die zweite Steuerkammer **62** wird über eine Zuführöffnung **81** in das Gehäuse **22**, die teilweise unter dem Pumpensteuerring **44** angeordnet ist, mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt. Druckbeaufschlagtes Fluid für die Öffnung **81** kann entweder von dem Pumpenauslass **54**, oder einer anderen Arbeitsfluidquelle, wie beispielsweise einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, zugeführt werden. Ein Auslassdurchgang **82**, der mit dem Pumpeneinlass **50** in Verbindung steht, ist in dem Gehäuse **22** und unter dem Pumpensteuerring **44** angeordnet. Ein Kanal oder eine Einbuchtung **83** erstreckt sich über die Breite des Steuerings **44** in einer Richtung senkrecht zu einer Bewegungsrichtung des Steuerings. Wie in den **Fig. 2A** bis **Fig. 2D** gezeigt, sind die Zuführöffnung **81**, der Auslassdurchgang **82** und die Einbuchtung **83** so angeordnet und bemessen, dass sie einen in **Fig. 3** dargestellten Pumpenausgangsdruck gegenüber der Drehzahl erzeugen. Vier unterscheidbare, in den **Fig. 2A** bis **Fig. 2D** gezeigte Schritte erzeugen die Kurve des Pumpenausgangsdrucks.

**[0036]** In Kurvenabschnitt A-B1, sind sowohl die erste Steuerkammer **61** als auch die zweite Steuerkammer **62** mit Druckenergie aufgeladen, da die Zuführöffnung **81** mit der zweiten Steuerkammer **62** verbunden ist und der Auslassdurchgang **82** nicht verbunden ist, da er vollständig durch den Pumpensteuerring **44** abgedeckt ist. Bei niedrigen Betriebsdrehzahlen der Pumpe ist jedoch die Kraft und damit das durch den Druckaufbau in den beiden Steuerkammern erzeugte Drehmoment um den Schwenkzapfen **52** unzureichend, um der Kraft der Rückstellfeder **56**

entgegenzuwirken, und somit bleibt die Pumpe bei maximaler Exzentrizität.

**[0037]** In Kurvenabschnitt B1-C1 hat der Druckaufbau aufgrund höherer Drehzahlen der Pumpe aus dem Druck in den beiden Steuerkammern und folglich dem um den Schwenkzapfen **52** wirkenden Drehmoment ausreichend Kraft erzeugt, um die Kraft der Rückstellfeder **56** zu überschreiten, die ein entgegengesetztes, um den Stift wirkendes Drehmoment bereitstellt, um die Exzentrizität des Pumpensteuerrings zu reduzieren. In dieser Phase hat die geringfügige Bewegung des Steuerrings **44** den Auslassdurchgang **82** zu der zweiten Steuerkammer **62** noch nicht geöffnet, weshalb beide Steuerkammern noch arbeiten.

**[0038]** Kurvenabschnitt C1-D1 repräsentiert eine Übergangsphase, in der die in Abschnitt B1-C1 begonnene Bewegung des Pumpensteuerrings einen Punkt erreicht hat, an dem die Einbuchtung **83** die Verbindungen der zweiten Steuerkammer **62** verändert. Die Druckzuführöffnung **81** wird geschlossen und der Auslassdurchgang **82** wird geöffnet und entlüftet letztlich die zweite Steuerkammer **62**. Somit wird bei einer weiteren Zunahme der Betriebsdrehzahl und der Betriebsdrücke nur die erste Steuerkammer **61** mit Druckenergie aufgeladen und um den Schwenkzapfen **52** wird ein neues Kräftegleichgewicht etabliert. Der Druck aus der ersten Steuerkammer **61** wirkt gegen die von der Rückstellfeder **56** erzeugte Kraft. In dieser Phase kann der leichte Druckanstieg in der ersten Steuerkammer **61** den Steuerring **44** nicht bewegen und die Pumpenexzentrizität bleibt im Wesentlichen konstant.

**[0039]** In Kurvenabschnitt D1-E1 erhöht sich aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe der Druck in der ersten Steuerkammer **61** und erzeugt aus dem Druck in der ersten Steuerkammer **61** ausreichend Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52** wirkt, zum Überschreiten der Kraft der Rückstellfeder **56**, die ein entgegengesetztes Drehmoment um den Zapfen bereitstellt. Es kommt zu einer Verringerung der Steuerexzentrizität der Pumpe.

**[0040]** Eine weitere nach den Prinzipien der vorliegenden Offenbarung konstruierte Pumpe ist in **Fig. 4** dargestellt und durch die Bezugsziffer **20a** gekennzeichnet. In dieser Anordnung sind zwei Steuerkammern auf gegenüberliegenden Seiten des Schwenkzapfens **52a** angeordnet und wirken gegeneinander. Der Pumpenauslass **54a** ist über einen gebohrten Innenkanal innerhalb des Gehäuses **22a** mit einem Druckanschluss **57a** verbunden. In dieser Anordnung ist in der Pumpenkammer **36a** zwischen dem Pumpensteuerring **44a**, dem Pumpengehäuse **22a**, der Dichtung **71a** und dem Schwenkzapfen **52a** eine erste Steuerkammer **61a** gebildet, die, wenn sie mit Dr-

ckenergie aufgeladen wird, eine Kraft erzeugt, die als ein zu der Kraft der Rückstellfeder **56a** entgegengesetztes Drehmoment um den Schwenkzapfen **52a** wirkt. In der dargestellten Konfiguration wird die erste Steuerkammer **61a** über einen Zuführkanal **84a** mit druckbeaufschlagtem Fluid aus der Motorölgalerie oder dem Pumpenauslass versorgt.

**[0041]** In der Pumpenkammer **36a** ist zwischen dem Pumpensteuerring **44a**, dem Pumpengehäuse **22a**, der Dichtung **72a** und dem Schwenkzapfen **52a** eine zweite Steuerkammer **62a** gebildet, die, wenn sie mit Druckenergie aufgeladen wird, eine Kraft erzeugt, die als ein in die gleiche Richtung wie die Kraft der Rückstellfeder **56a** wirkendes Drehmoment um den Schwenkzapfen **52a** wirkt.

**[0042]** Die zweite Steuerkammer **62a** wird über eine Zuführöffnung **81a** in das Gehäuse **22a**, die unter dem Pumpensteuerring **44a** angeordnet ist, mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt. Druckbeaufschlagtes Fluid für die Öffnung **81a** kann direkt oder indirekt entweder von dem Pumpenauslass **54a**, oder einer anderen Arbeitsfluidquelle, wie beispielsweise einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, zugeführt werden. Ein Auslassdurchgang **82a**, der in dem Gehäuse **22a** und teilweise unter dem Pumpensteuerring **44a** angeordnet ist, steht mit dem Pumpeneinlass **50a** in Verbindung. Ein Kanal **83a** ist als eine Sackausnehmung geformt, die eine Öffnung aufweist an einem Rand des Steuerrings **44a**, der sich entlang einer relativ zum Pumpengehäuse **22** gleitenden Fläche des Steuerrings erstreckt. Wie aus den **Fig. 5A** bis **Fig. 5D** ersichtlich, ist die Pumpe **20a** mit der Zuführöffnung **81a**, dem Auslassdurchgang **82a** und dem Verbindungskanal **83a** in dem Pumpensteuerring **44a** ausgestattet, um den in **Fig. 3** dargestellten Pumpenausgangsdruck zu erzeugen. Vier unterscheidbare, in den **Fig. 5A** bis **Fig. 5D** gezeigte Schritte erzeugen die Kurve des Pumpenausgangsdrucks.

**[0043]** In Kurvenabschnitt A-B1 wird die erste Steuerkammer **61a** über den Zuführkanal **84a** mit Druckenergie aufgeladen und die zweite Steuerkammer **62a** wird nicht mit Druckenergie aufgeladen, da die zweite Steuerkammer **62a** über den Auslassdurchgang **82a** und den Verbindungskanal **83a** zu dem Einlass entlüftet ist. Die Zuführöffnung **81a** ist nicht mit der zweiten Steuerkammer **62a** verbunden, da sie durch den Pumpensteuerring **44a** vollständig abgedeckt wird. Bei niedrigen Betriebsdrehzahlen der Pumpe, ist die durch den Druckaufbau in der ersten Steuerkammer **61a** erzeugte Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52a** wirkt, unzureichend, um der von der Rückstellfeder **56a** erzeugten Kraft entgegenzuwirken, und somit bleibt die Pumpe bei maximaler Exzentrizität.

**[0044]** In Kurvenabschnitt B1-C1 hat der Druckaufbau aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus der ersten Steuerkammer **61a** ausreichend Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52a** wirkt, erzeugt, um die Kraft der Rückstellfeder **56a**, die ein entgegengesetztes Drehmoment um den Zapfen bereitstellt, zu überschreiten, und bedingt eine Verringerung der Pumpenexzentrizität. In dieser Phase hat die geringfügige Bewegung des Steuerings **44a** die Zuführöffnung **81a** noch nicht mit dem Verbindungskanal **83a** verbunden, weshalb nur die erste Steuerkammer **61a** noch arbeitet.

**[0045]** Der Kurvenabschnitt C1-D1 repräsentiert eine Übergangsphase, in der die in Abschnitt B1-C1 begonnene Bewegung des Pumpensteuerings einen Punkt erreicht hat, an dem der Steuerkanal **83a** die Verbindungen der zweiten Steuerkammer **62a** verändert, indem er die Druckzuführöffnung **81a** mit der zweiten Steuerkammer **62a** verbindet und die Verbindung der zweiten Steuerkammer **62a** zu dem Auslassdurchgang **82a** schließt. Somit werden bei einer weiteren Zunahme der Betriebsdrehzahl der Pumpe und der Betriebsdrücke beide Steuerkammern **61a** und **62a** mit Druckenergie aufgeladen und um den Schwenkzapfen **52a** wird ein neues Kräftegleichgewicht etabliert. Der Druck aus der ersten Steuerkammer **61a** wirkt gegen die von der Rückstellfeder **56a** und der zweiten Steuerkammer **62a** erzeugte Kraft.

**[0046]** In Kurvenabschnitt D1-E1 hat der Druckaufbau aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus der ersten Steuerkammer **61a** ausreichend Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52a** wirkt, erzeugt, um die mit der Kraft aus der zweiten Steuerkammer **62a** kombinierte Kraft der Rückstellfeder **56a** zu überschreiten, und bedingt eine Verringerung der Pumpenexzentrizität.

**[0047]** Es sollte zu erkennen sein, dass die Zuführöffnung **81**, der Auslassdurchgang **82** und die Einbuchtung **83**, die bezüglich der Pumpe **20** beschrieben wurden und in **Fig. 1** dargestellt sind, alternativ anstelle der Zuführöffnung **81a**, dem Auslassdurchgang **82a** und der Einbuchtung **83a** auf die Pumpe **20a** angewandt werden können. Es wird auch in Betracht gezogen, dass die zur Bereitstellung der passiven Steuerungsmerkmale der Pumpe **20a** eingearbeitete Geometrie auf die Pumpe **20** angewendet werden kann.

**[0048]** Eine weitere alternative Pumpe mit variabler Kapazität wird in **Fig. 6** vorgestellt und durch das Bezugszeichen **20b** gekennzeichnet. Die Pumpe **20b** ähnelt im Wesentlichen der in **Fig. 1** gezeigten Pumpe **20**, zu der eine dritte Steuerkammer **63b** hinzugefügt wurde, die mit einem elektrisch gesteuerten Hydraulikmagnetventil **91b** verbunden ist. Die Verwendung der dritten Steuerkammer **63b** bietet die Flexibilität, entweder einen hohen Pumpen-

ausgangsdruck (A-B1-C1-D1-E1) oder einen niedrigen Pumpenausgangsdruck (A-B2-C2-D2-E2) bezogen auf die Betriebsdrehzahl, wie in **Fig. 8** dargestellt, zu erzeugen. Es kann vorteilhaft sein, eine Pumpe zur Verfügung zu stellen, die so betrieben werden kann, dass sie unterschiedliche Bedarfserfordernisse erfüllt, die während des Betriebs in einem Kraftfahrzeugmotor auftreten können. Beispielsweise sind viele neuere Fahrzeuge selektiv in einem Motordruckbedarfsmodus bei Hochlast sowie in dem eher traditionellen Motordruckbedarfsmodus bei Niedriglast betreibbar. Eine Druckausgabe der Pumpe kann erforderlich sein, um Schmier- und Kühlöl für ein Hilfssystem, wie ein Kolbenkühlsystem eines Verbrennungsmotors, bereitzustellen. Die Motordruckbedarfskurve bei Hochlast in **Fig. 8** kann bei einer vorbestimmten Motordrehzahl in der Kurve des Drucks gegenüber der Motordrehzahl eine größere Krümmung aufweisen. Ein Fachmann wird erkennen, dass die vorliegende Konfiguration der Pumpe **20b**, die mit der dritten Steuerkammer **63b** und dem Magnetventil **91b** ausgestattet ist, eine einfache und kostengünstige Lösung für das Erfordernis weitgehend unterschiedlicher Druckbedarfskurven zur Verfügung stellt. Insbesondere wird in Betracht gezogen, dass das elektrisch gesteuerte Hydraulikmagnetventil **91b** ein kostengünstiges Auf/Zu-Ventil ist. Es sollte auch erkennbar sein, dass – falls eine stärkere Steuerung erforderlich ist – das elektrisch gesteuerte Magnetventil vom proportionalen Typ sein kann und so betreibbar ist, dass es den Druck in der dritten Steuerkammer **63b** zwischen dem Systemdruck und entweder Atmosphärendruck oder einem Pumpeneinlassdruck moduliert.

**[0049]** Wie in **Fig. 6** dargestellt, ist die erste Steuerkammer **61b** gebildet zwischen dem Pumpengehäuse **22b**, dem Pumpensteuerring **44b**, der Dichtung **71b** und der Dichtung **72b**, die an dem Pumpensteuerring **44b** befestigt sind und an dem Gehäuse **22b** anliegen. In der dargestellten Konfiguration ist die erste Steuerkammer **61b** in direkter Fluidverbindung mit dem Pumpenauslass **54b**, so dass druckbeaufschlagtes Arbeitsfluid aus der Pumpe **20b**, das dem Pumpenauslass **54b** zugeführt wird, auch die erste Steuerkammer **61b** füllt.

**[0050]** Für den Fachmann auf dem Gebiet ist offensichtlich, dass die erste Steuerkammer **61b** nicht in direkter Fluidverbindung mit dem Pumpenauslass **54b** stehen muss, sondern stattdessen direkt oder indirekt aus jeder geeigneten Arbeitsfluidquelle versorgt werden kann, beispielsweise aus einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, die durch die Pumpe **20b** versorgt wird.

**[0051]** Die zweite Steuerkammer **62b** ist gebildet zwischen dem Pumpengehäuse **22b**, dem Pumpensteuerring **44b**, der Dichtung **73b** und der Dichtung **74b**, die an dem Pumpensteuerring **44b** befestigt

sind und an dem Gehäuse **22b** anliegen. Die zweite Steuerkammer **62b** wird über eine Zuführöffnung **81b** in das Gehäuse **22b**, die teilweise unter dem Pumpensteuerring **44b** angeordnet ist, mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt. Druckbeaufschlagtes Fluid für die Öffnung **81b** kann entweder von dem Pumpenauslass **54b**, oder einer anderen Arbeitsfluidquelle, wie beispielsweise einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, zugeführt werden. Ein Auslassdurchgang **82b**, der in dem Gehäuse **22b** und teilweise unter dem Pumpensteuerring **44b** angeordnet ist, steht in Verbindung mit dem Pumpeneinlass **50b**.

**[0052]** Die dritte Steuerkammer **63b** ist zwischen dem Pumpengehäuse **22b**, dem Pumpensteuerring **44b**, der Dichtung **72b** und der Dichtung **74b** ausgebildet und wird über einen Zuführkanal **85b** von dem Magnetventil **91b** mit druckbeaufschlagtem Öl versorgt. Wie aus den **Fig. 7A** bis **Fig. 7D** ersichtlich, umfasst die Pumpe **20b** die Zuführöffnung **81b**, den Auslassdurchgang **82b** und die Einbuchtung **83b** in dem Pumpensteuerring **44b**, die so ausgestaltet und bemessen sind, dass sie den in **Fig. 8** dargestellten Pumpenausgangsdruck erzeugen. Wenn die dritte Steuerkammer **63b** nicht durch druckbeaufschlagtes Arbeitsfluid aus dem Magnetventil mit Druckenergie aufgeladen wird, arbeitet die Pumpe im Hochmodus und erzeugt den Druckverlauf A-B1-C1-D1-E1, wie in **Fig. 8** gezeigt. Es gibt vier in den **Fig. 7A** bis **Fig. 7D** gezeigte Schritte, welche die Hochmodus-Kurve des Pumpenausgangsdrucks erzeugen.

**[0053]** In Kurvenabschnitt A-B1 sind sowohl die erste Steuerkammer **61b** als auch die zweite Steuerkammer **62b** mit Druckenergie aufgeladen, da die Zuführöffnung **81b** mit der zweiten Steuerkammer **62b** verbunden ist und der Auslassdurchgang **82b** nicht verbunden ist, da er vollständig durch den Pumpensteuerring **44b** abgedeckt ist. Bei niedrigen Betriebsdrehzahlen der Pumpe ist die durch den Druckaufbau in den Steuerkammern **61b**, **62b** erzeugte Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52b** wirkt, unzureichend, um der von der Rückstellfeder **56b** erzeugten Kraft entgegenzuwirken, die als ein entgegengesetztes Drehmoment um den Zapfen wirkt, und somit bleibt die Pumpe bei maximaler Exzentrizität.

**[0054]** In Kurvenabschnitt B1-C1 hat der Gegenruckaufbau aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus den beiden Steuerkammern ausreichend Kraft erzeugt, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52b** wirkt, um die als ein entgegengesetztes Drehmoment um den Zapfen wirkende Kraft der Rückstellfeder **56b** zu überschreiten und die Pumpenexzentrizität zu verringern. In dieser Phase hat die geringfügige Bewegung des Steuerrings **44b** den Auslassdurchgang **82b** zu der zweiten Steuerkammer **62b** noch nicht geöffnet, weshalb beide Steuerkammern noch arbeiten.

**[0055]** Der Kurvenabschnitt C1-D1 repräsentiert eine Übergangsphase, in der die in Abschnitt B1-C1 begonnene Bewegung des Pumpensteuerrings einen Punkt erreicht hat, an dem die Einbuchtung **83b** die Verbindungen der zweiten Steuerkammer **62b** verändert, indem sie dessen Druckzuführöffnung **81b** schließt und den Auslassdurchgang **82b** öffnet, wodurch letztlich die zweite Steuerkammer **62b** entlüftet wird. Somit wird bei einer weiteren Zunahme der Betriebsdrehzahl der Pumpe, des Systemdrucks und der Zuführdrücke nur die zweite Steuerkammer **62b** mit Druckenergie aufgeladen und um den Schwenkzapfen **52b** wird ein neues Kräftegleichgewicht etabliert, wobei der Druck aus der zweiten Steuerkammer **62b** gegen die von der Rückstellfeder **56b** erzeugte Kraft wirkt.

**[0056]** In Kurvenabschnitt D1-E1 hat der Druck aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus der ersten Steuerkammer **61b** ausreichend Kraft, die um den Schwenkzapfen **52b** wirkt, erzeugt, um die Kraft der Rückstellfeder **56b**, die um den Zapfen wirkt, zu überschreiten und verursacht eine Verringerung der Pumpenexzentrizität.

**[0057]** Der Druckverlauf A-B2-C2-D2-E2 wird auf ähnliche Art und Weise erzeugt, mit der Ausnahme, dass das Magnetventil **91b** mit Druckenergie aufgeladen wird, um der dritten Steuerkammer **63b** über den Zuführkanal **85b** druckbeaufschlagtes Fluid bereitzustellen. Wenn die dritte Steuerkammer **63b** mit Druck beaufschlagt wird, wird eine Kraft aufgebracht, die in einer zu der Federkraft entgegengesetzten Richtung wirkt. Somit wird die Exzentrizität des Steuerrings **44b** verringert. Es entsteht eine versetzte Kurve des niedrigen Ausgangsdrucks.

**[0058]** Eine weitere Pumpe **20c** mit variabler Kapazität ist in **Fig. 9** dargestellt. Die Pumpe **20c** ähnelt im Wesentlichen der Pumpe **20a**, mit der Ausnahme, dass eine dritte Steuerkammer **63c** hinzugefügt wurde, die mit einem elektrisch gesteuerten Hydraulikmagnetventil **91c** verbunden ist. Das Steuern des Ventils **91c** ermöglicht, dass die Pumpe **20c** entweder den hohen Pumpenausgangsdruck (A-B1-C1-D1-E1) oder den niedrigen Pumpenausgangsdruck (A-B2-C2-D2-E2) bezogen auf die Betriebsdrehzahl erzeugt. Wie in **Fig. 9** dargestellt, sind zwei Steuerkammern auf einer Seite des Schwenkzapfens **52c** angeordnet, während eine dritte Steuerkammer und die Rückstellfeder **56c** auf einer gegenüberliegenden Seite des Schwenkzapfens angeordnet sind. Der Pumpenauslass **54c** ist über einen gebohrten Innenkanal innerhalb des Gehäuses **22c** mit dem Druckanschluss **57c** verbunden. Die Pumpe **20c** umfasst die erste Steuerkammer **61c**, die in der Pumpenkammer **36c** zwischen dem Pumpensteuerring **44c**, dem Pumpengehäuse **22c**, der Dichtung **71c** und dem Schwenkzapfen **52c** gebildet ist und die, wenn sie mit Druckenergie aufgeladen wird, eine Kraft erzeugt,

die als ein zu der Kraft der Rückstellfeder **56c** entgegengesetztes Drehmoment um den Schwenkzapfen **52c** wirkt. In der dargestellten Konfiguration wird die erste Steuerkammer **61c** über einen Zuführkanal **84c** mit druckbeaufschlagtem Fluid aus der Motorölgalerie oder dem Pumpenauslass versorgt.

**[0059]** In der Pumpenkammer **36c** ist zwischen dem Pumpensteuerring **44c**, dem Pumpengehäuse **22c**, der Dichtung **72c** und dem Schwenkzapfen **52c** eine zweite Steuerkammer **62c** gebildet, die, wenn sie mit Druckenergie aufgeladen wird, eine Kraft erzeugt, die um den Schwenkzapfen **52c** als ein Drehmoment in die gleiche Richtung wie das von der Kraft der Rückstellfeder **56c** erzeugte Moment wirkt.

**[0060]** Die zweite Steuerkammer **62c** wird über eine Zuführöffnung **81c** in das Gehäuse **22c**, die unter dem Pumpensteuerring **44c** angeordnet ist, mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt. Druckbeaufschlagtes Fluid für die Öffnung **81c** kann direkt oder indirekt entweder von dem Pumpenauslass **54c**, oder einer anderen Arbeitsfluidquelle, wie beispielsweise einer Ölgalerie in einem Kraftfahrzeugmotor, zugeführt werden. Ein Auslassdurchgang **82c**, der in dem Gehäuse **22c** und teilweise unter dem Pumpensteuerring **44c** angeordnet ist, steht mit dem Pumpeneinlass **50c** in Verbindung.

**[0061]** Eine dritte Steuerkammer **63c** ist zwischen dem Pumpengehäuse **22c**, dem Pumpensteuerring **44c**, der Dichtung **71c** und der Dichtung **73c** ausgebildet und wird über eine Zuführöffnung **87c** von dem Magnetventil **91c** mit druckbeaufschlagtem Öl versorgt. Wie aus den **Fig. 10A** bis **Fig. 10D** ersichtlich, umfasst die Pumpe **20c** die Zuführöffnung **81c**, den Auslassdurchgang **82c** und den Verbindungskanal **83c** in dem Pumpensteuerring **44c**. Die Pumpe **20c** ist so ausgestaltet und bemessen, dass sie den in **Fig. 8** dargestellten Pumpenausgangsdruck erzeugt. Wenn die dritte Steuerkammer **63c** nicht druckbeaufschlagt ist, erzeugt die Pumpe **20c** den in den **Fig. 10A** bis **Fig. 10D** gezeigten Verlauf A-B1-C1-D1-E1 des Pumpenausgangsdrucks.

**[0062]** In Kurvenabschnitt A-B1 wird die erste Steuerkammer **61c** mit Druckenergie aufgeladen und die zweite Steuerkammer **62c** wird nicht mit Druckenergie aufgeladen, da die zweite Steuerkammer **62c** über den Auslassdurchgang **82c** und den Verbindungskanal **83c** zu dem Einlass entlüftet wird. Die Zuführöffnung **81c** ist nicht mit der zweiten Steuerkammer **62c** verbunden, da sie durch den Pumpensteuerring **44c** vollständig abgedeckt ist. Bei niedrigen Betriebsdrehzahlen der Pumpe ist die durch den Druckaufbau in der ersten Steuerkammer **61c** erzeugte Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52c** wirkt, unzureichend, um der von der Rückstellfeder **56c** erzeugten Kraft entgegenzuwir-

ken, und somit bleibt die Pumpe bei maximaler Exzentrizität.

**[0063]** In Kurvenabschnitt B1-C1 hat der Druckaufbau aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus der ersten Steuerkammer **61c** ausreichend Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52c** wirkt, erzeugt, um die Kraft der Rückstellfeder **56c**, die als ein entgegengesetztes Drehmoment um den Zapfen wirkt, zu überschreiten, und bedingt eine Verringerung der Pumpenexzentrizität. In dieser Phase hat die geringfügige Bewegung des Steuerrings **44c** die Zuführöffnung **81c** noch nicht mit dem Verbindungskanal **83c** verbunden, weshalb nur die erste Steuerkammer **61c** noch arbeitet.

**[0064]** Der Kurvenabschnitt C1-D1 repräsentiert eine Übergangsphase, in der die in Abschnitt B1-C1 begonnene Bewegung des Pumpensteuerrings einen Punkt erreicht hat, an dem der Steuerkanal **83c** die Verbindungen der zweiten Steuerkammer **62c** verändert, indem er die Druckzuführöffnung **81c** mit der zweiten Steuerkammer **62c** verbindet und die Verbindung der zweiten Steuerkammer **62c** zu dem Auslassdurchgang **82c** schließt. Somit werden bei einer weiteren Zunahme der Pumpenbetriebsdrehzahl und der Pumpenbetriebsdrücke sowohl die erste Steuerkammer **61c** als auch die zweite Steuerkammer **62c** mit Druckenergie aufgeladen und um den Schwenkzapfen **52c** wird ein neues Kräftegleichgewicht etabliert. Der Druck aus der ersten Steuerkammer **61c** wirkt gegen die von der Rückstellfeder **56c** und der zweiten Steuerkammer **62c** erzeugte Kraft.

**[0065]** In Kurvenabschnitt D1-E1 hat der Druckaufbau aufgrund höherer Betriebsdrehzahlen der Pumpe aus der ersten Steuerkammer **61c** ausreichend Kraft, die als ein Drehmoment um den Schwenkzapfen **52c** wirkt, erzeugt, um die mit der Kraft aus der zweiten Steuerkammer **62c** kombinierte Kraft der Rückstellfeder **56c** zu überschreiten, und bedingt eine Verringerung der Pumpenexzentrizität.

**[0066]** Der Druckverlauf A-B2-C2-D2-E2 wird auf ähnliche Art und Weise erzeugt, wenn das Magnetventil **91c** ausgebildet ist. Der dritten Steuerkammer **63c** wird über die Zuführöffnung **87c** druckbeaufschlagtes Arbeitsfluid zugeführt.

**[0067]** **Fig. 11** veranschaulicht eine weitere alternative Pumpe, die mit **20d** gekennzeichnet ist. Die Pumpe **20d** ähnelt im Wesentlichen der Pumpe **20**, mit der Ausnahme, dass die Pumpelemente, die dazu verwendet werden, Fluid von dem Einlass zu dem Auslass zu drängen, als Pendelschieberzellen ausgebildet sind und nicht wie die zuvor beschriebene Flügelanordnung. Dementsprechend behalten gleiche Elemente ihre zuvor eingeführten Bezugszeichen unter Anfügung eines Suffixes "d". Die Pumpe **20d** umfasst einen Innenrotor **102**, der über einen Außenro-



tor **106** mit einer Mehrzahl von Pendelschiebern **104** gekoppelt ist. Die Pendelschieber **104** sind schwenkbar an dem Außenrotor **106** angebracht. Die Pendelschieber **104** sind in radial verlaufenden Schlitzen **108** bewegbar und erstrecken sich in den Innenrotor **102**. Zusammen mit den Pendelschiebern **104** und dem Außenrotor **106** definiert der Innenrotor **102** die Pumpenkammer **110**. In Abhängigkeit von der Drehstellung des Innenrotors **102** und des Außenrotors **106** dienen die Pumpkammern **110** als Saugkammern oder als Druckkammern zum Übertragen von Fluid. Es sollte zu erkennen sein, dass entweder der Außenrotor **106** oder der Innenrotor **102** ein angetriebenes Glied der Pumpe **20d** sein kann.

**[0068]** Die oben beschriebenen Konfigurationen sind als Beispiele zu verstehen, die durch den Fachmann auf dem Gebiet verändert und abgewandelt werden können, ohne vom Schutzzumfang der vorliegenden Offenbarung abzuweichen.

**[0069]** Darüber hinaus ist für den Fachmann auf dem Gebiet offensichtlich, dass auf jeder Seite des Schwenkzapfens zusätzliche Steuerkammern ausgebildet sein können und dass diese durch zusätzliche ähnliche Merkmale in dem Steuerring passiv steuerbar sein könnten und folglich auf die Bewegung des Steuerrings ansprechen könnten. Eine oder mehrere der Steuerkammern können zur Optimierung der Volumen- und Druckausgangseigenschaften für eine bestimmte Anwendung von einem elektrisch betätigten Magnetventil aktiv gesteuert werden.

### Patentansprüche

1. Pumpe mit variabler Kapazität, umfassend:  
 ein Pumpengehäuse mit einer Pumpenkammer, einem Einlass und einem Auslass;  
 ein Pumpenglied, das beweglich innerhalb der Pumpenkammer angeordnet ist, wobei das Pumpenglied ein Fluid von dem Einlass durch die Pumpenkammer und zu dem Auslass pumpt;  
 einen innerhalb des Pumpengehäuses beweglichen Steuerring zum Verändern der volumetrischen Kapazität der Pumpe;  
 eine erste und eine zweite Steuerkammer, die zumindest teilweise durch das Pumpengehäuse und den Steuerring definiert sind, wobei die Steuerkammern betätigbar sind, einzeln druckbeaufschlagtes Fluid aufzunehmen, um Einzelkräfte zum Vorspannen des Steuerrings in Richtung einer ersten Position, die einer minimalen volumetrischen Kapazität der Pumpe entspricht, zu erzeugen;  
 eine Rückstellfeder, die den Steuerring in Richtung einer zweiten Position drängt, die einer maximalen volumetrischen Kapazität der Pumpe entspricht, wobei eine Kraft der Rückstellfeder gegen eine durch das druckbeaufschlagte Fluid in den Steuerkammern erzeugte kombinierte Kraft wirkt, um einen ersten Gleichgewichtsdruck herzustellen, wobei der Steu-

erring die zweite Steuerkammer basierend auf einer Position des Steuerrings mit einer Druckfluidquelle verbindet und von dieser trennt, wobei die Rückstellfeder gegen die Kraft der ersten Steuerkammer wirkt, um einen sekundären Gleichgewichtsdruck herzustellen, wenn die zweite Steuerkammer von der Druckfluidquelle getrennt ist.

2. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, wobei der Steuerring einen Kanal umfasst, der die zweite Steuerkammer basierend auf der Position des Steuerrings mit der Druckfluidquelle verbindet und von dieser trennt.

3. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 2, wobei der Kanal die zweite Steuerkammer mit einem Auslassdurchgang verbindet und von dieser trennt, wobei der Kanal mit dem Auslassdurchgang verbunden wird, um den Fluiddruck innerhalb der zweiten Steuerkammer zu reduzieren, wenn der Steuerring in einer Position ist, in der er die Druckfluidquelle von der zweiten Steuerkammer trennt.

4. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 3, wobei der Steuerring eine Öffnung zu dem Auslassdurchgang blockiert, wenn der Kanal die Druckfluidquelle mit der zweiten Steuerkammer verbindet.

5. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 3, wobei der Kanal eine Sackausnehmung aufweist, die sich entlang einer Oberfläche des Steuerrings erstreckt, welche relativ zu dem Pumpengehäuse gleitet.

6. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, wobei das Pumpengehäuse einen Versorgungsdurchgang mit einer Zuführöffnung, die mit der Druckfluidquelle in Fluidverbindung steht, umfasst, wobei die Zuführöffnung in der Pumpenkammer angeordnet ist und basierend auf der Position des Steuerrings selektiv blockiert wird.

7. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, wobei das Pumpenglied in einem Hohlraum des Steuerrings positioniert ist.

8. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 7, wobei das Pumpenglied durch einen drehbaren Rotor angetrieben wird.

9. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, ferner eine dritte Steuerkammer umfassend, die zumindest teilweise durch den Steuerring und das Pumpengehäuse definiert ist und dazu betätigbar ist, druckbeaufschlagtes Fluid zu empfangen, um eine Kraft zu erzeugen, die den Steuerring in Richtung der ersten Position drängt.

10. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 9, ferner ein elektrisch betätigtes Hydraulik-

magnetventil zur Steuerung der Zufuhr von druckbeaufschlagtem Fluid zu der dritten Kammer umfassend, wobei die Pumpe Fluid nach einem Hochmodus-Druckverlauf ausgibt, wenn die dritte Kammer nicht mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt wird, und nach einem Niedrigmodus-Druckverlauf, wenn die dritte Kammer mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt wird.

11. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 10, wobei das elektrisch betätigte Magnetventil vom Auf/Zu-Typ ist.

12. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 10, wobei das elektrisch betätigte Magnetventil vom proportionalen Typ ist und dazu betätigbar ist, den Druck in der dritten Steuerkammer zwischen einem Pumpenauslassdruck und entweder Atmosphärendruck oder einem Pumpeneinlassdruck zu modulieren.

13. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, ferner einen Innenrotor und einen Außenrotor, die innerhalb eines Hohlraums des Steuerrings positioniert sind, umfassend.

14. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 13, wobei das Pumpenglied einen Pendelschieber umfasst, der mit dem inneren oder dem äußeren Rotor gekoppelt ist.

15. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 1, ferner einen Rotor umfassend, der drehbar innerhalb der Pumpenkammer angeordnet ist und wobei das Pumpenglied eine Vielzahl von Flügeln umfasst, die in den Rotor und den Steuerring eingreifen.

16. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 2, wobei der Kanal sich über eine Breite des Steuerrings in einer Richtung senkrecht zu einer Bewegungsrichtung des Steuerrings erstreckt.

17. Pumpe mit variabler Kapazität, umfassend:  
ein Pumpengehäuse mit einer Pumpenkammer, einem Einlass und einem Auslass;  
ein Pumpenglied, das beweglich innerhalb der Pumpenkammer angeordnet ist, wobei das Pumpenglied ein Fluid von dem Einlass durch die Pumpenkammer und zu dem Auslass pumpt;  
einen innerhalb des Pumpengehäuses beweglichen Steuerring zum Verändern der volumetrischen Kapazität der Pumpe;  
eine erste und eine zweite Steuerkammer, die zumindest teilweise durch das Pumpengehäuse und den Steuerring definiert sind, wobei die erste Steuerkammer betätigbar ist, druckbeaufschlagtes Fluid aufzunehmen, um eine Kraft zu erzeugen, die den Steuerring in Richtung einer ersten Position drängt, welche einer minimalen volumetrischen Kapazität der Pumpe entspricht, wobei die zweite Steuerkammer betä-

tigbar ist, druckbeaufschlagtes Fluid aufzunehmen, um eine Kraft zu erzeugen, die den Steuerring in Richtung einer zweiten Position drängt, welche einer maximalen volumetrischen Kapazität der Pumpe entspricht und

eine Rückstellfeder, die den Steuerring in Richtung der zweiten Position drängt, wobei eine Kraft der Rückstellfeder gegen die durch das druckbeaufschlagte Fluid in der ersten Steuerkammer erzeugte Kraft wirkt, um einen ersten Gleichgewichtsdruck herzustellen, wobei der Steuerring die zweite Steuerkammer basierend auf einer Position des Steuerrings mit einer Druckfluidquelle verbindet und von dieser trennt, wobei die Kraft der Rückstellfeder mit der durch die zweite Steuerkammer erzeugten Kraft und gegen die von der ersten Steuerkammer erzeugte Kraft wirkt, um einen sekundären Gleichgewichtsdruck herzustellen, wenn die zweite Steuerkammer mit der Druckfluidquelle verbunden ist.

18. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 17, wobei der Steuerring einen Kanal umfasst, der die zweite Steuerkammer basierend auf der Position des Steuerrings mit der Druckfluidquelle verbindet und von dieser trennt.

19. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 18, wobei der Kanal die zweite Steuerkammer mit einem Auslassdurchgang verbindet und von diesem trennt, wobei der Kanal mit dem Auslassdurchgang verbunden ist, um den Fluiddruck innerhalb der zweiten Steuerkammer zu reduzieren, wenn der Steuerring in einer Position ist, in der er die Druckfluidquelle von der zweiten Steuerkammer trennt.

20. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 18, wobei der Steuerring eine Öffnung zu dem Auslassdurchgang blockiert, wenn der Kanal die Druckfluidquelle mit der zweiten Steuerkammer verbindet.

21. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 18, wobei der Kanal eine Sackausnehmung aufweist, die sich entlang einer Oberfläche des Steuerrings erstreckt, welche relativ zu dem Pumpengehäuse gleitet.

22. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 17, wobei das Pumpengehäuse einen Versorgungsdurchgang mit einer Zuführöffnung, die mit der Druckfluidquelle in Fluidverbindung steht, umfasst, wobei die Zuführöffnung in der Pumpenkammer angeordnet ist und basierend auf der Position des Steuerrings selektiv blockiert wird.

23. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 17, ferner eine dritte Steuerkammer umfassend, die zumindest teilweise durch den Steuerring und das Pumpengehäuse definiert ist und betätigbar ist, druckbeaufschlagtes Fluid zu empfangen, um ei-

ne Kraft zu erzeugen, die den Steuerring in Richtung der ersten Position drängt.

24. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 23, ferner ein elektrisch betätigtes Hydraulikmagnetventil zur Steuerung der Zufuhr von druckbeaufschlagtem Fluid zu der dritten Kammer umfassend, wobei die Pumpe Fluid nach einem Hochmodus-Druckverlauf ausgibt, wenn die dritte Kammer nicht mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt wird, und nach einem Niedrigmodus-Druckverlauf, wenn die dritte Kammer mit druckbeaufschlagtem Fluid versorgt wird.

25. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 23, wobei das elektrisch betätigte Magnetventil vom Auf/Zu-Typ ist.

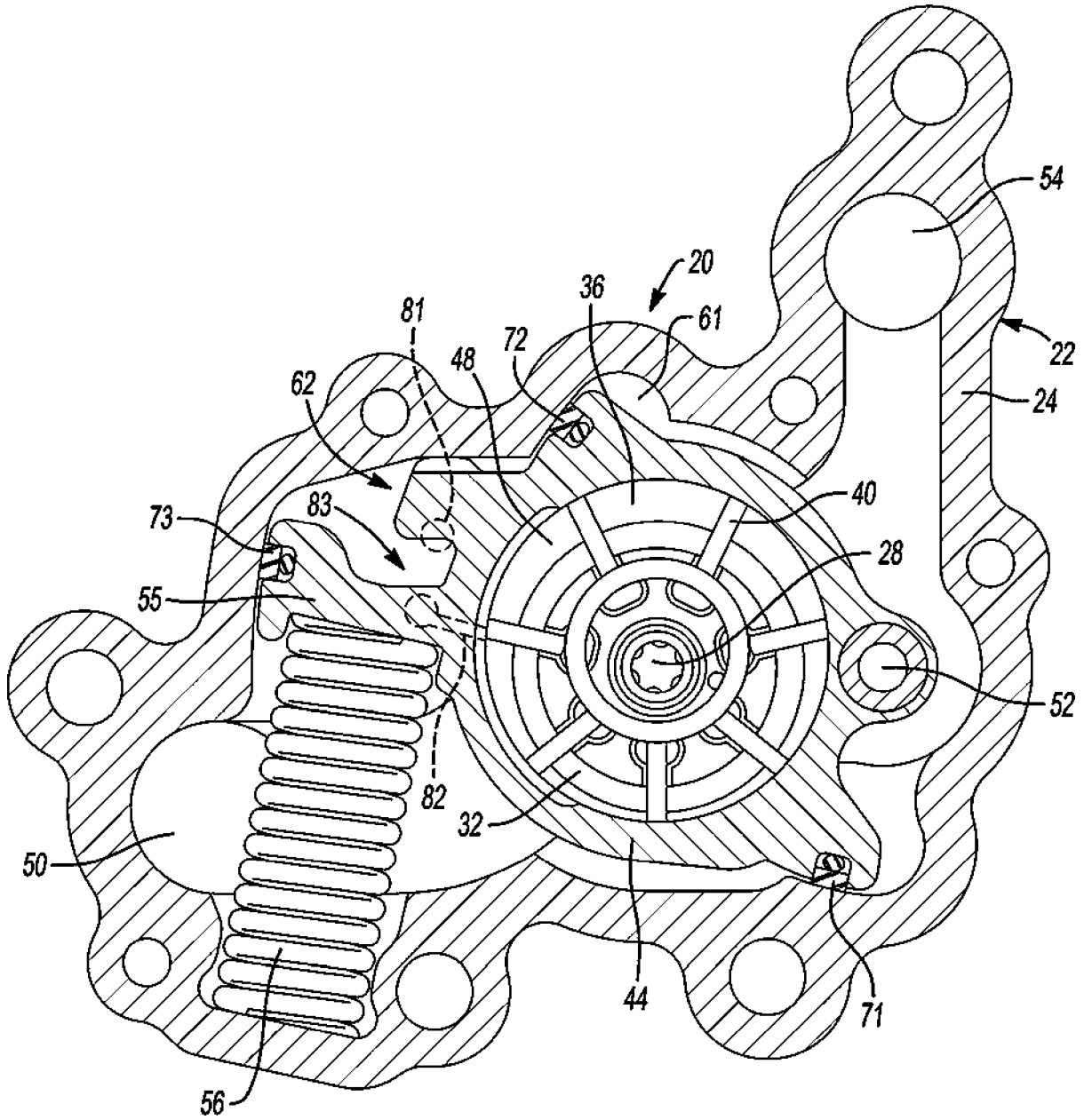
26. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 23, wobei das elektrisch betätigte Magnetventil vom proportionalen Typ ist und dazu betätigbar ist, den Druck in der dritten Steuerkammer zwischen einem Pumpenauslassdruck und entweder Atmosphärendruck oder einem Pumpeneinlassdruck zu modulieren.

27. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 17, ferner einen Innenrotor und einen Außenrotor, die innerhalb eines Hohlraums des Steuerrings positioniert sind, umfassend.

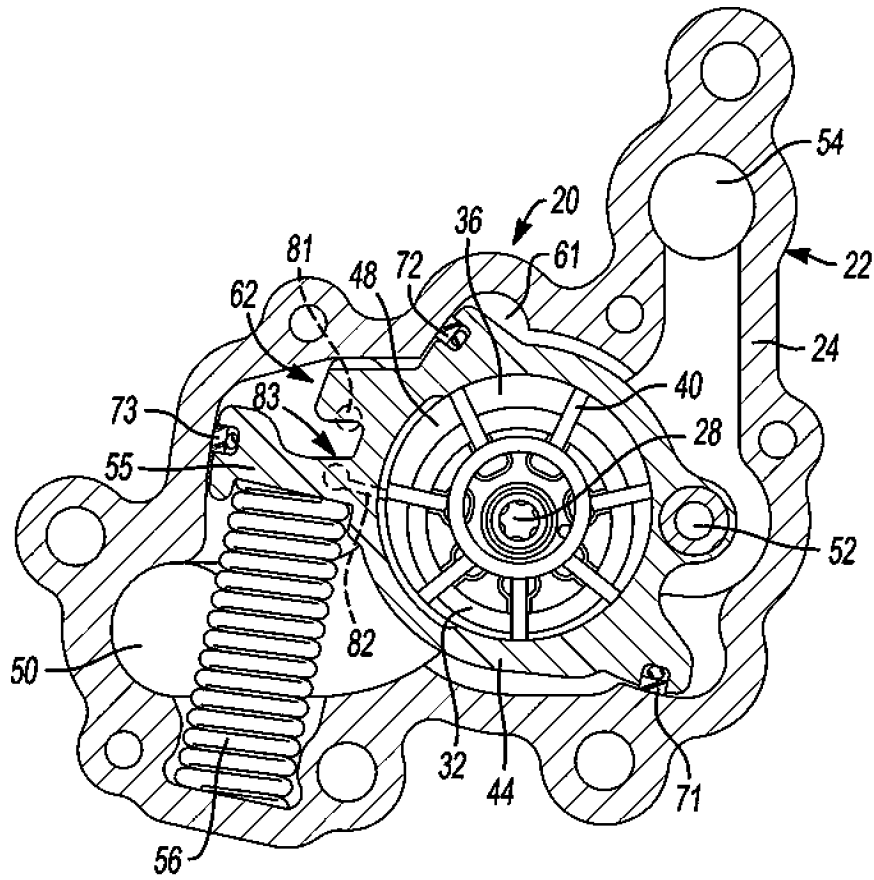
28. Pumpe mit variabler Kapazität nach Anspruch 27, wobei das Pumpenglied einen Pendelschieber umfasst, der mit dem inneren oder dem äußeren Rotor gekoppelt ist.

Es folgen 15 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

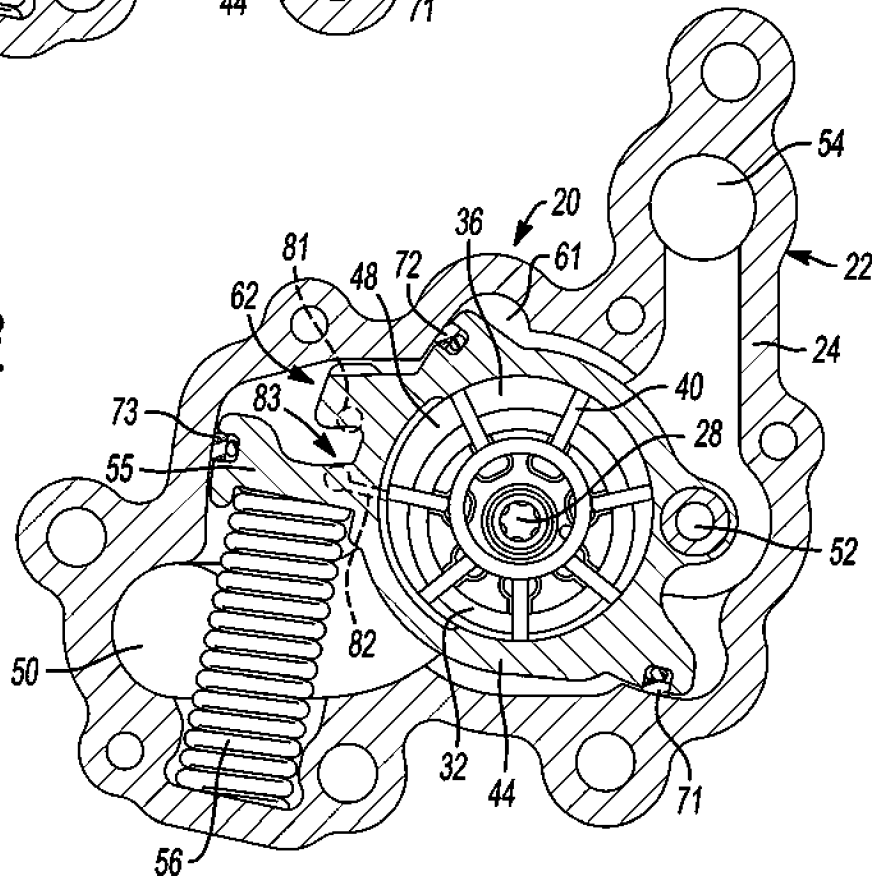


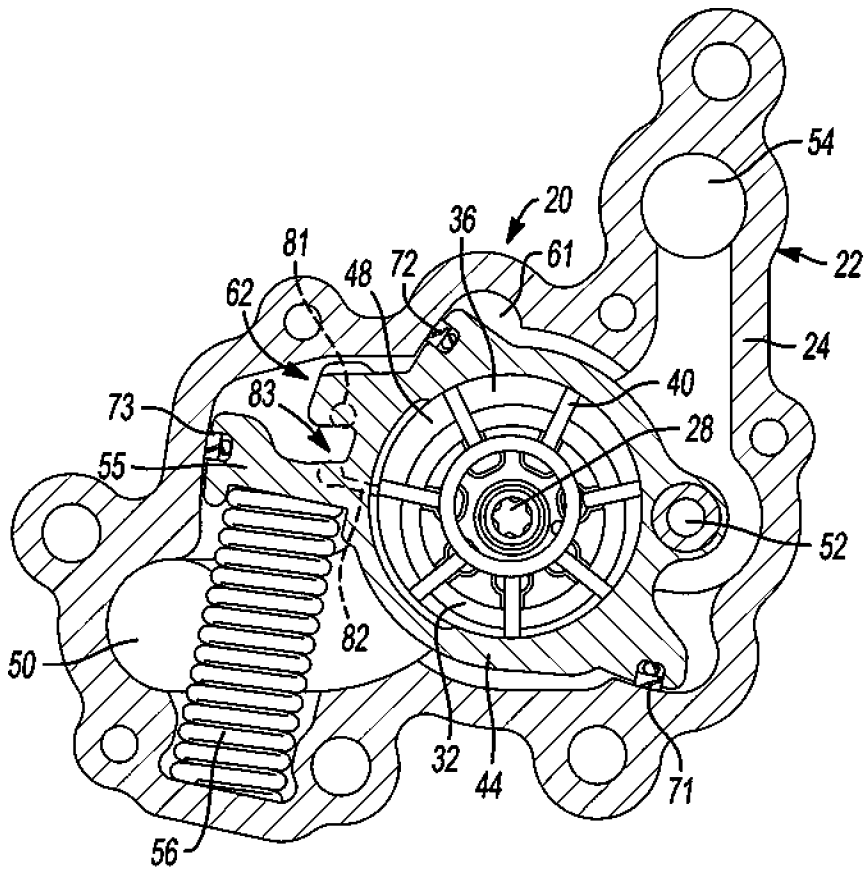
**Fig-1**



**Fig-2A**

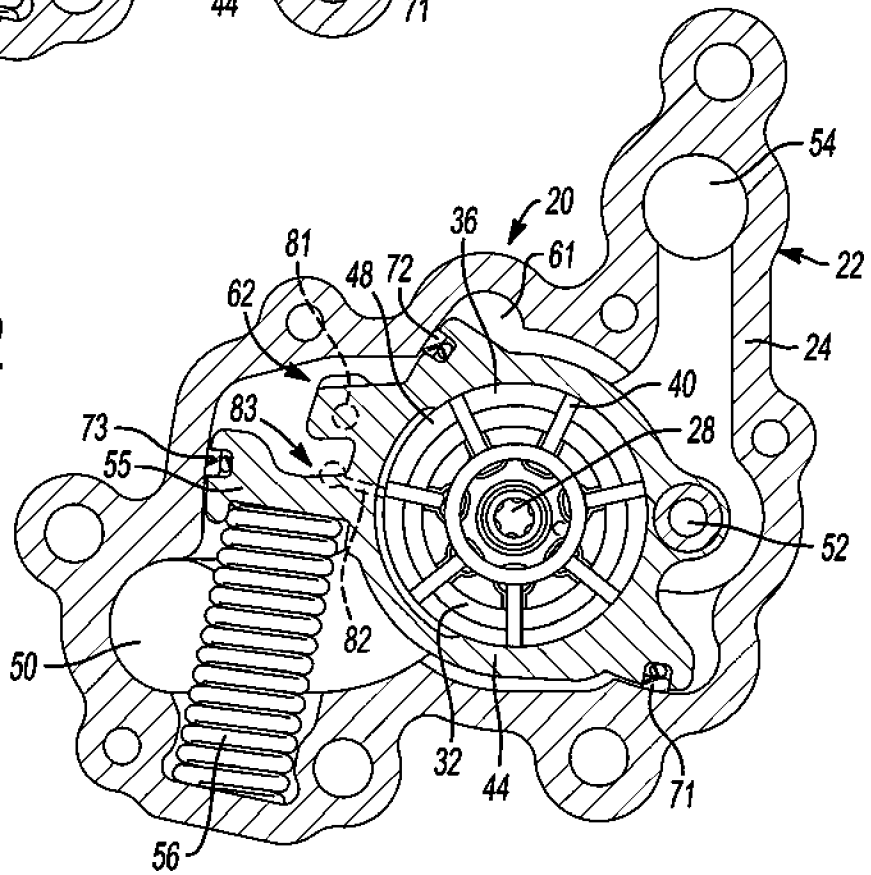
**Fig-2B**

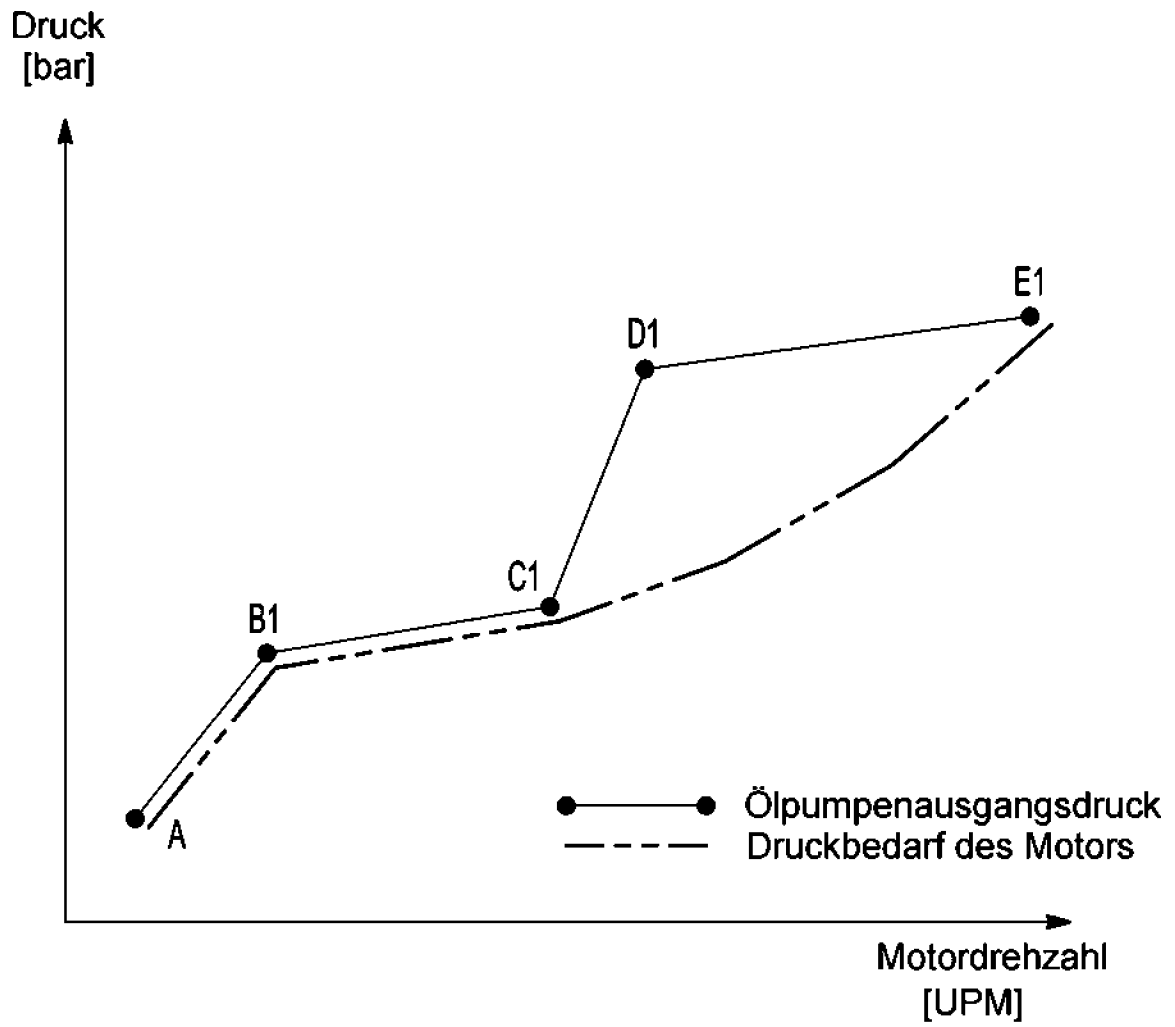




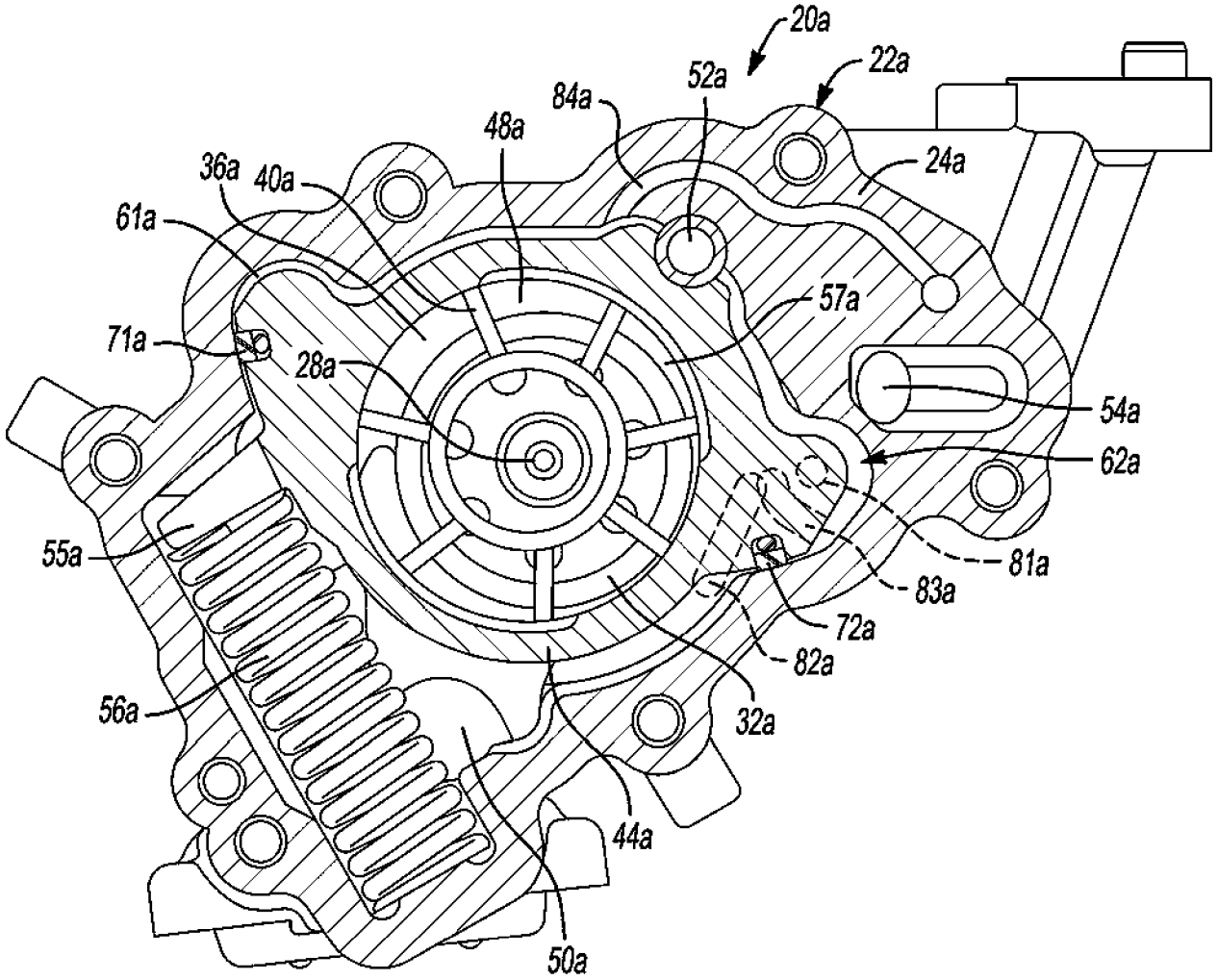
**Fig-2C**

**Fig-2D**



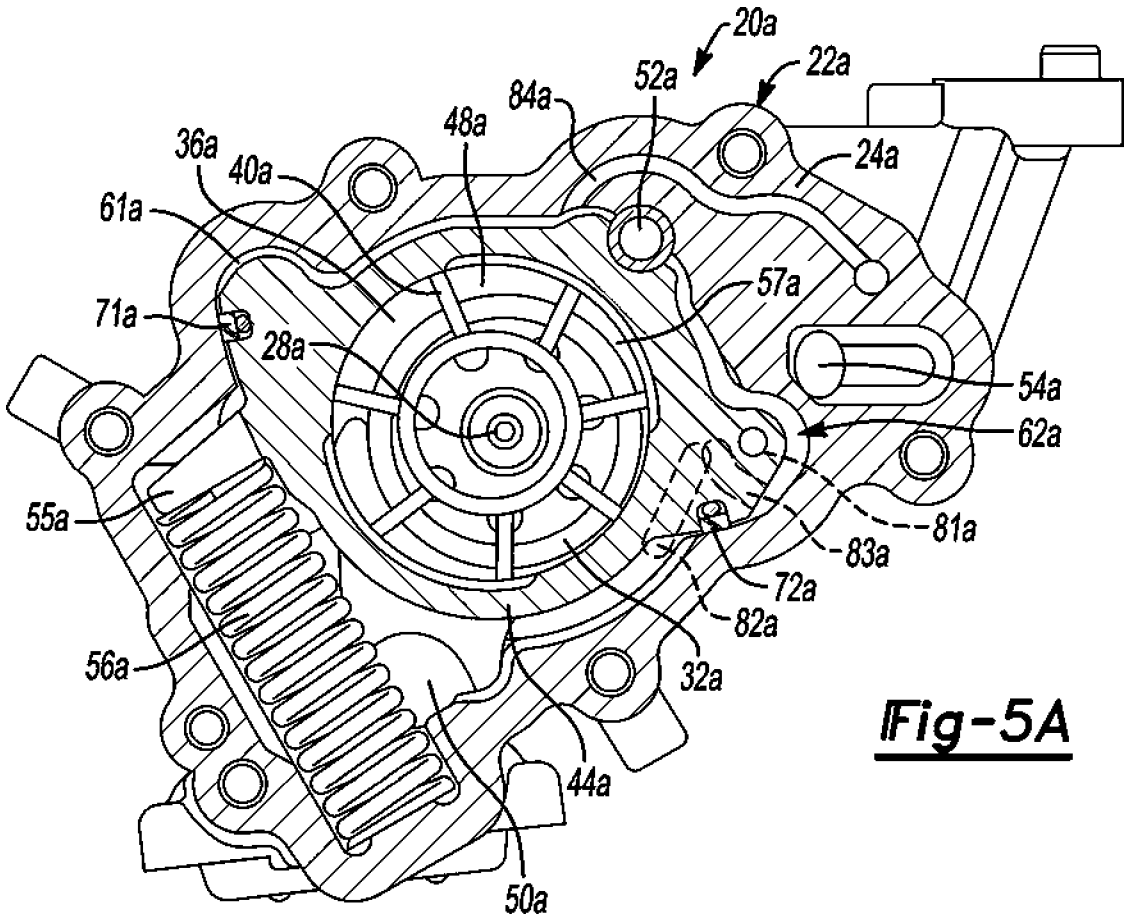


**Fig-3**

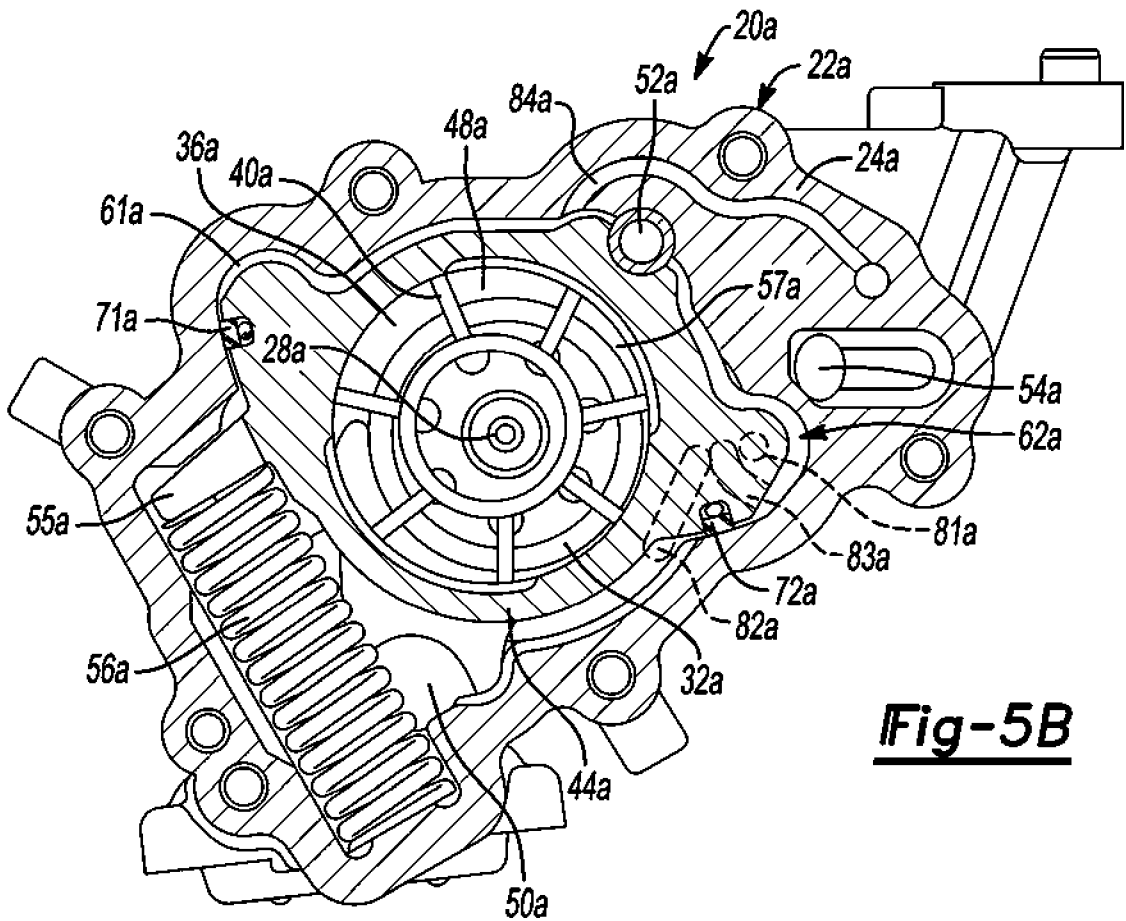


**Fig-4**

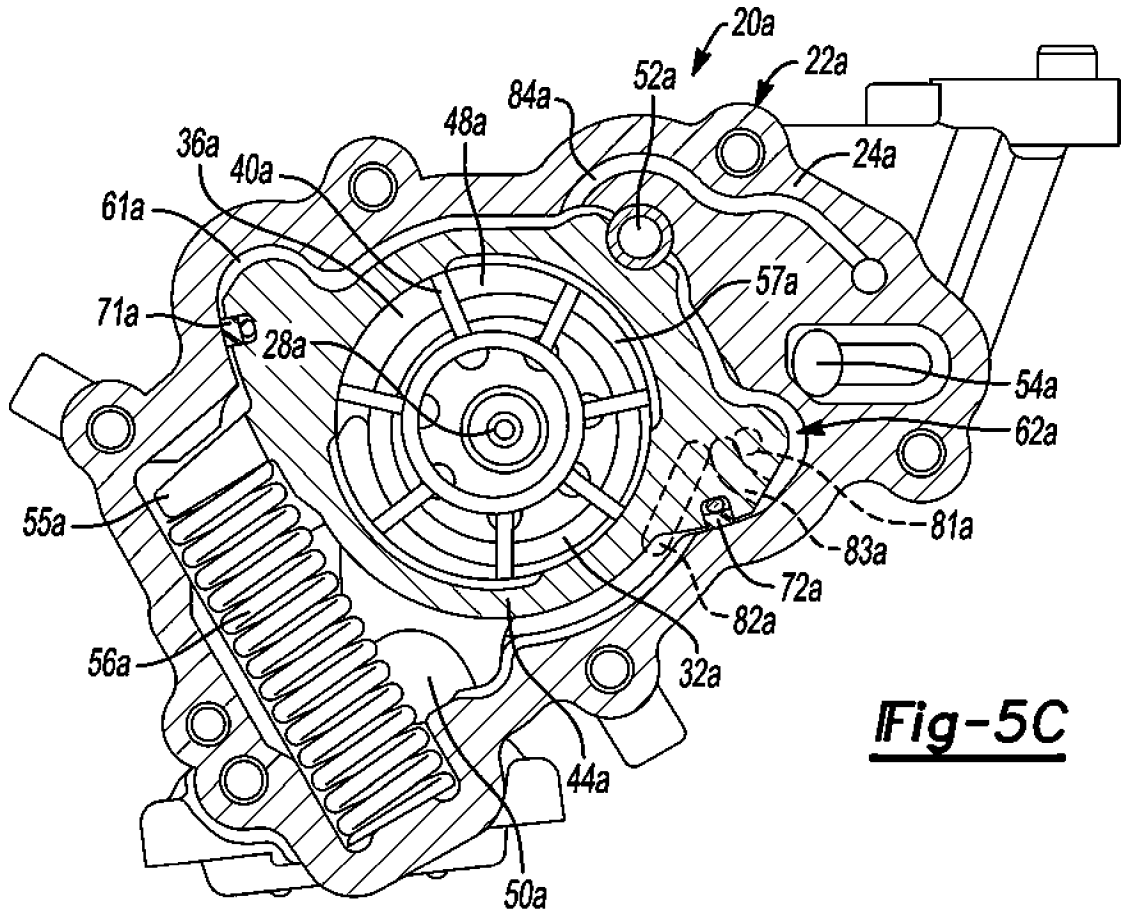




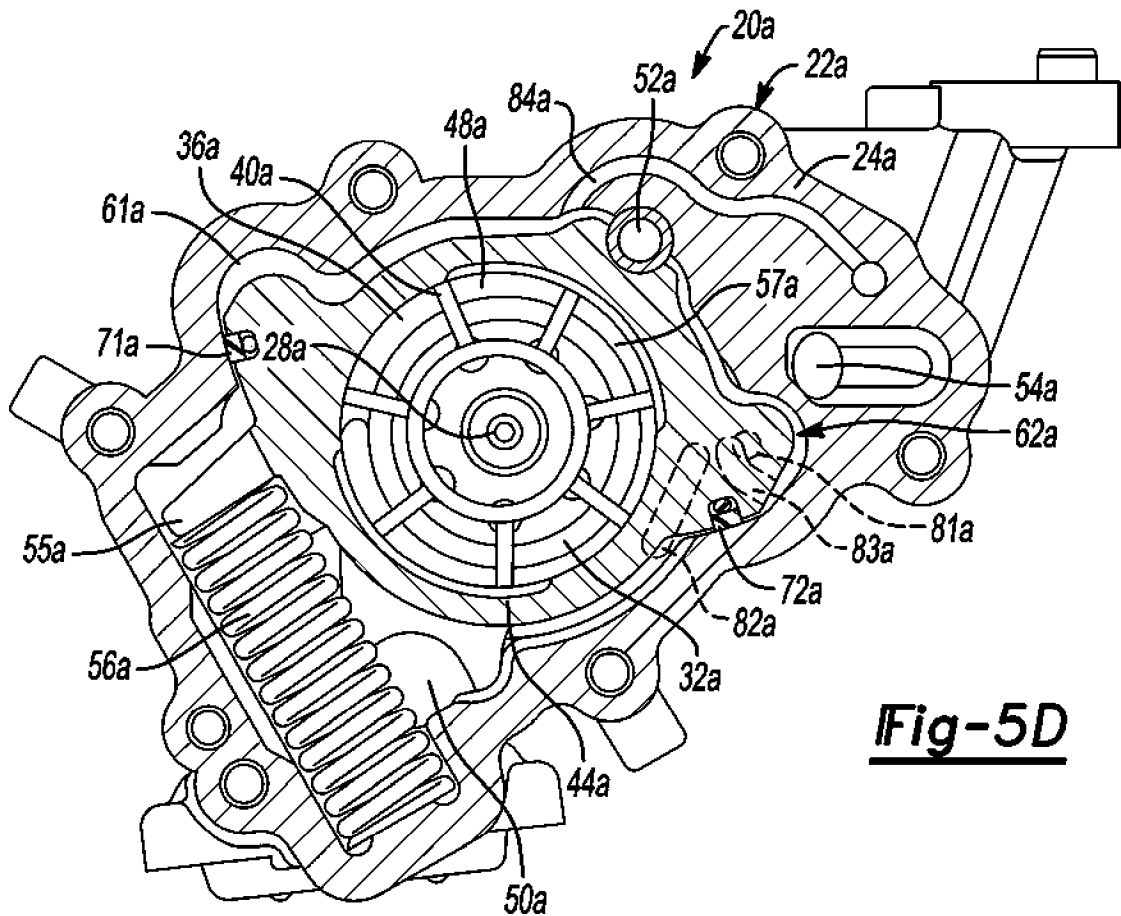
**Fig-5A**



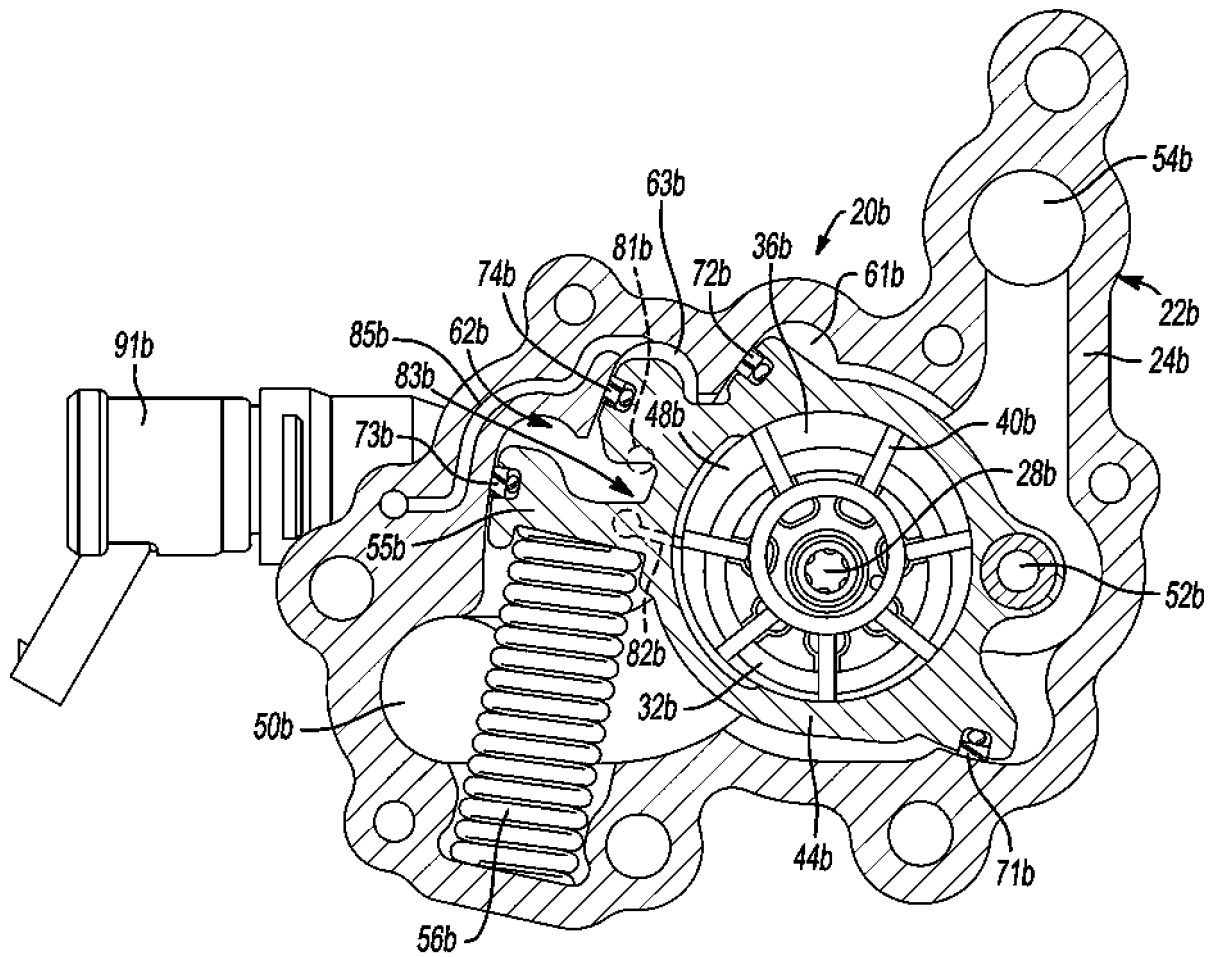
**Fig-5B**



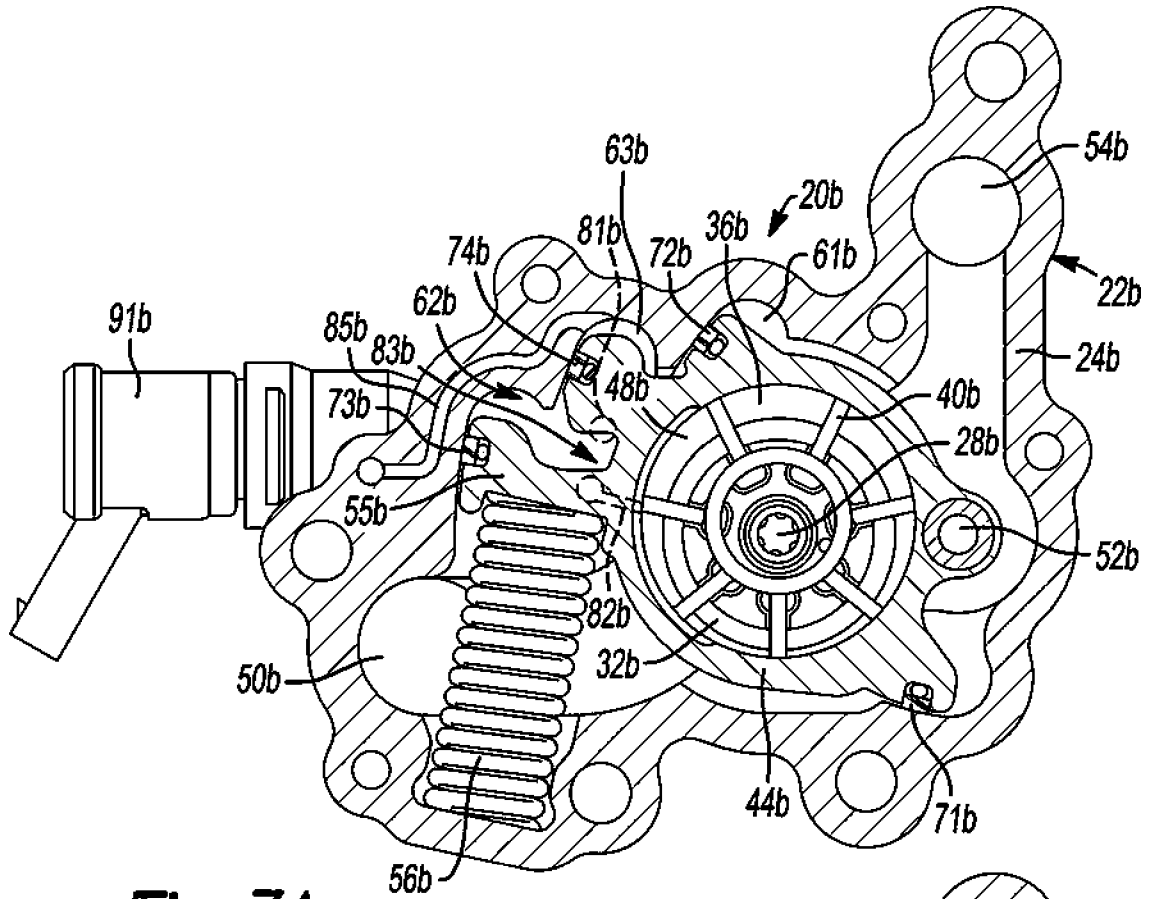
**Fig-5C**



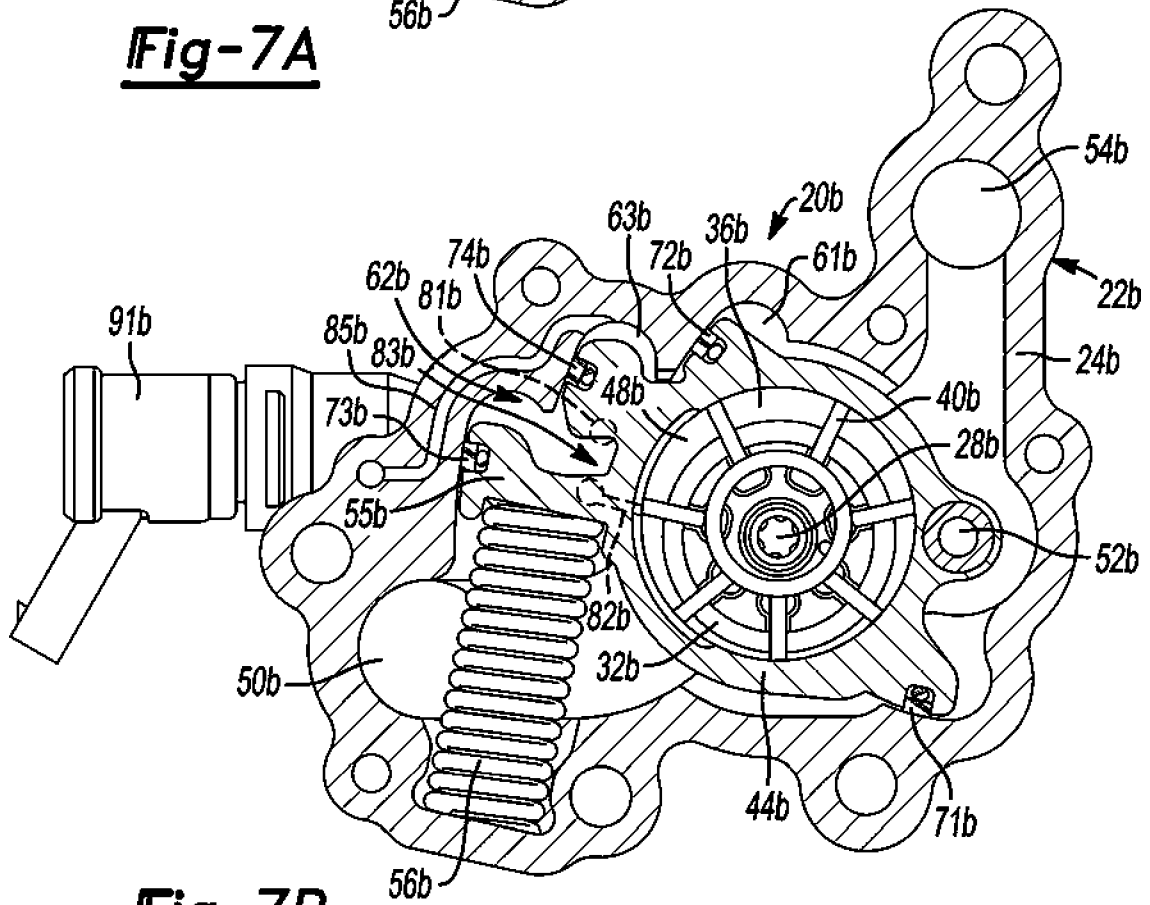
**Fig-5D**



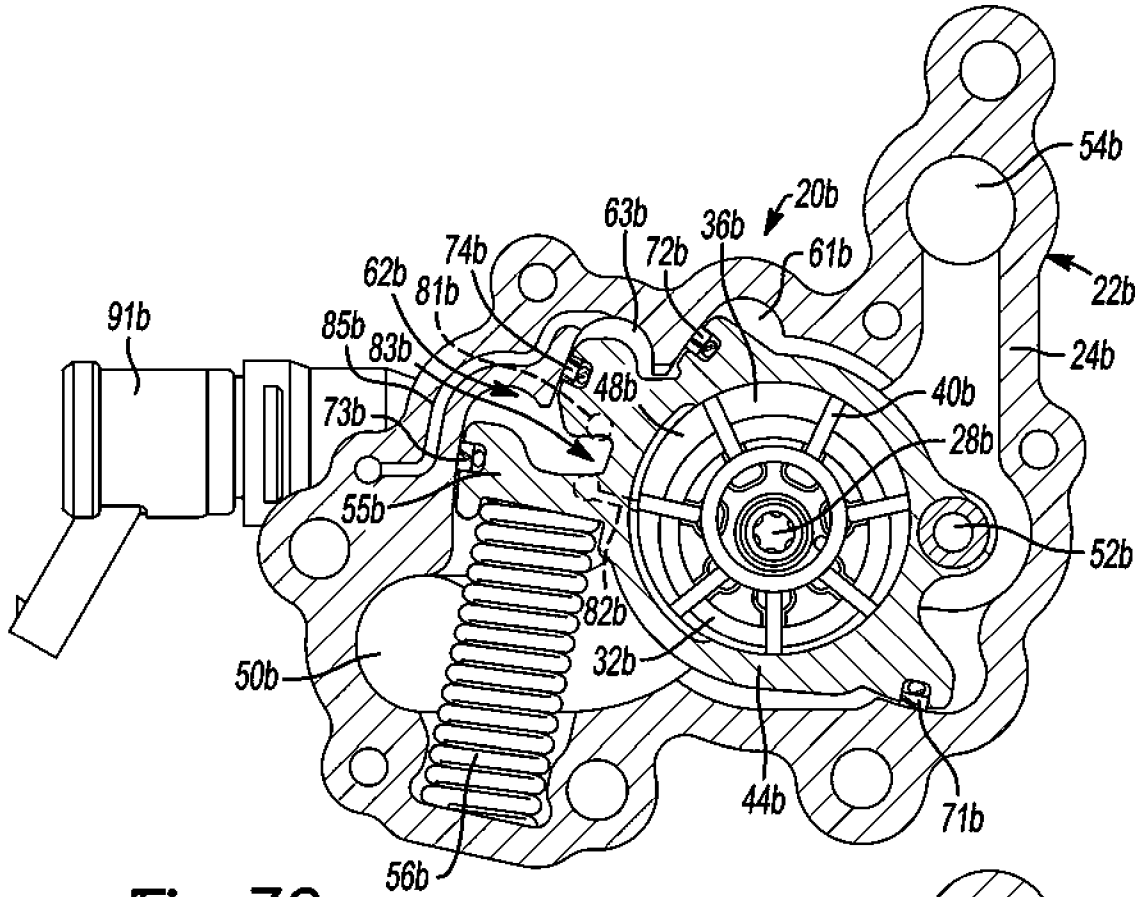
**Fig-6**



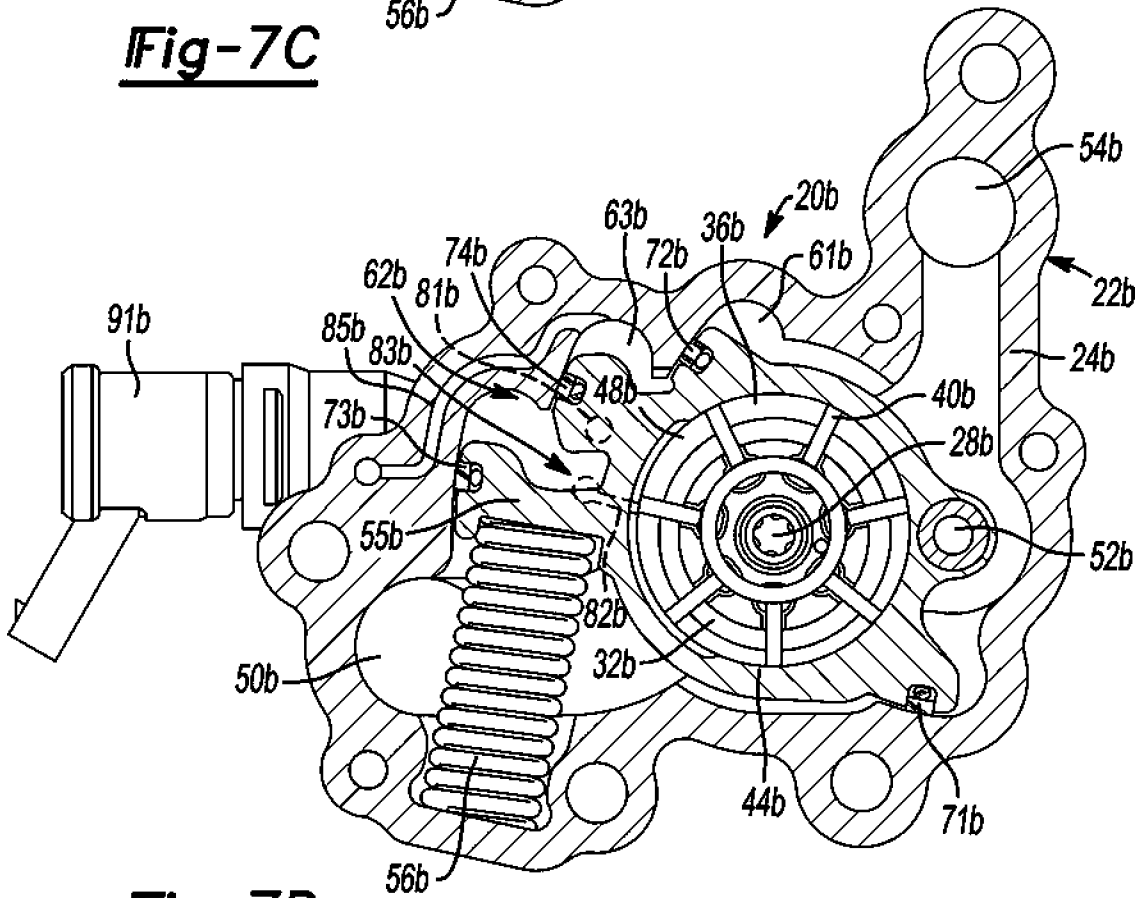
**Fig-7A**



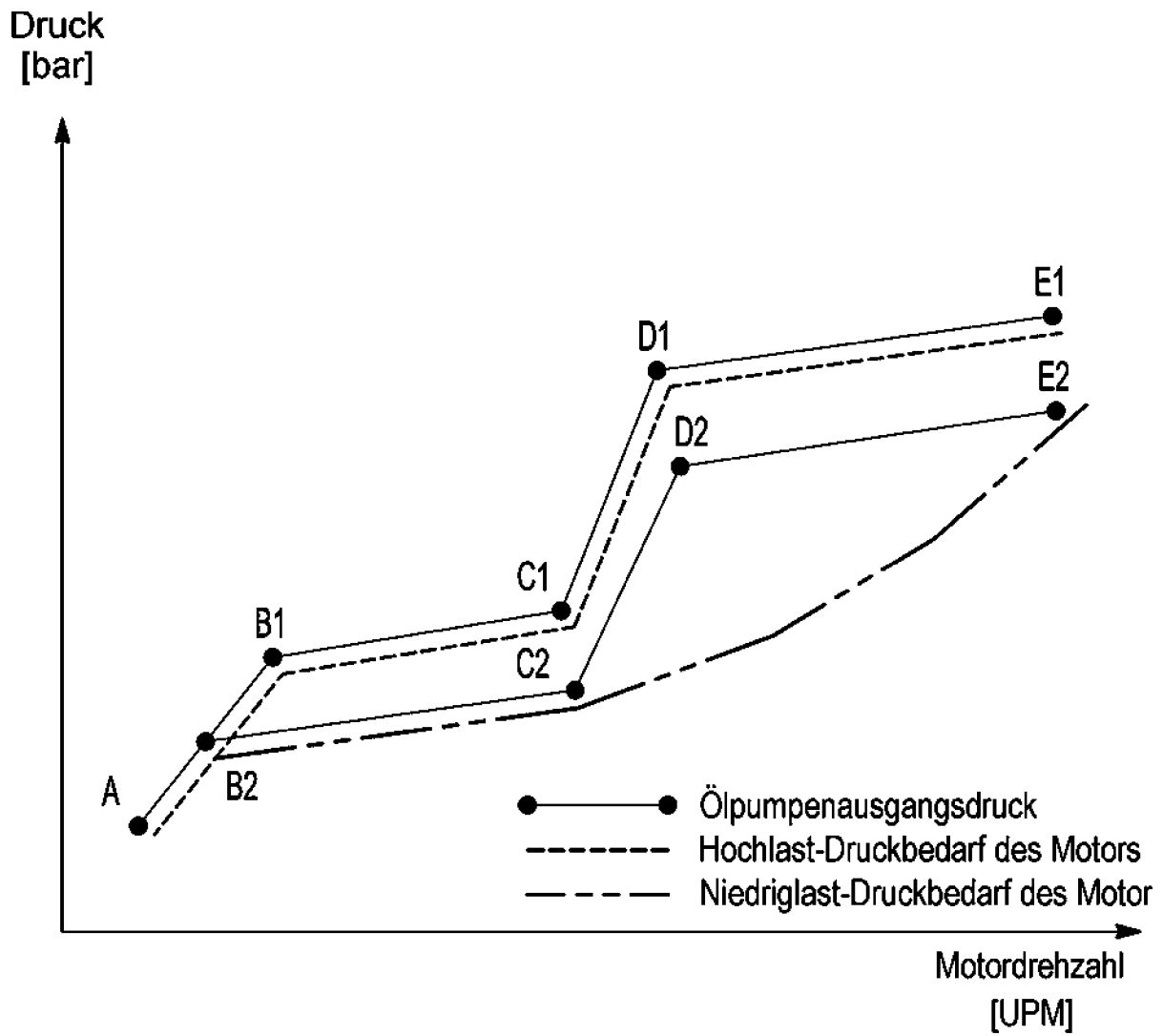
**Fig-7B**



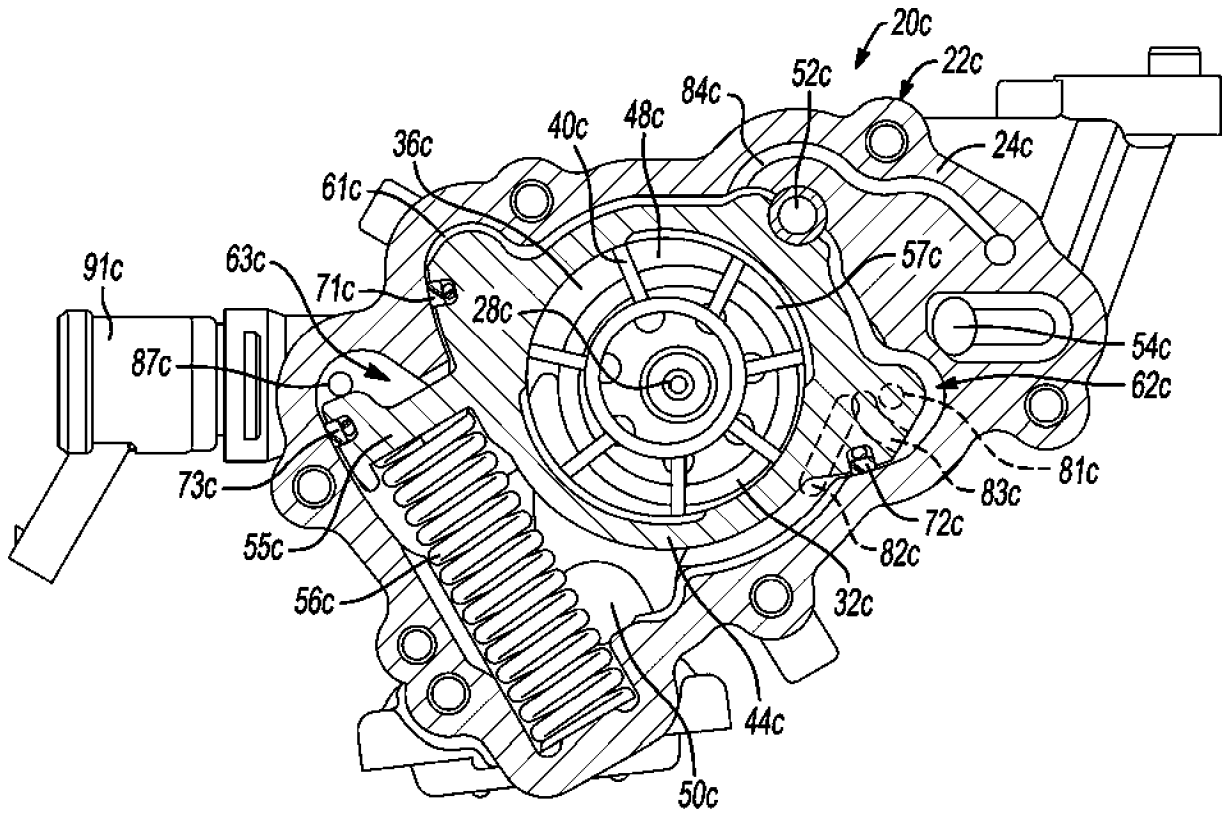
**Fig-7C**



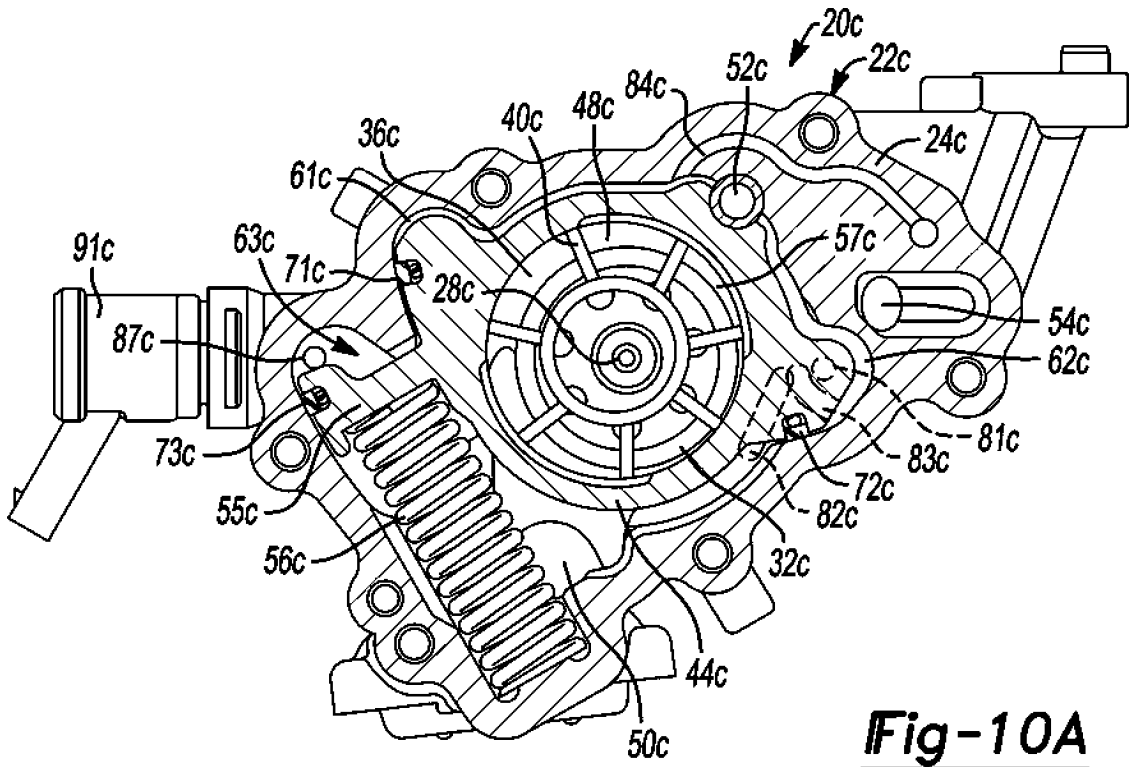
**Fig-7D**



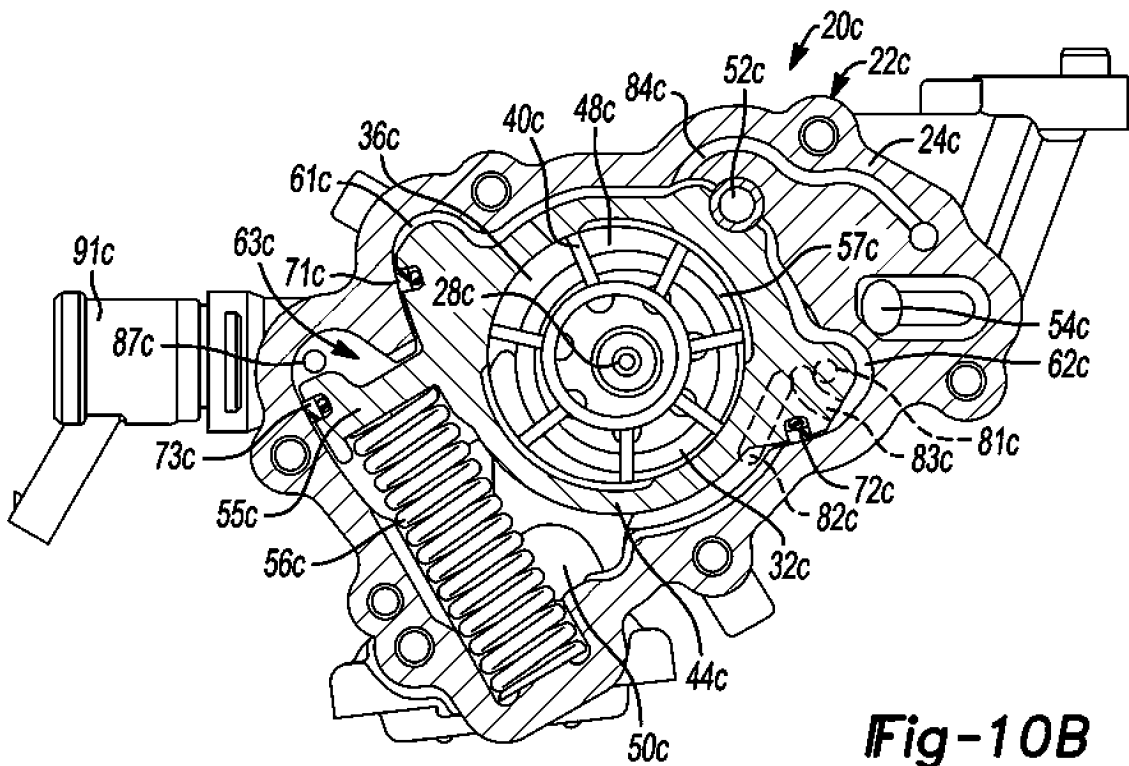
**Fig-8**



**Fig-9**

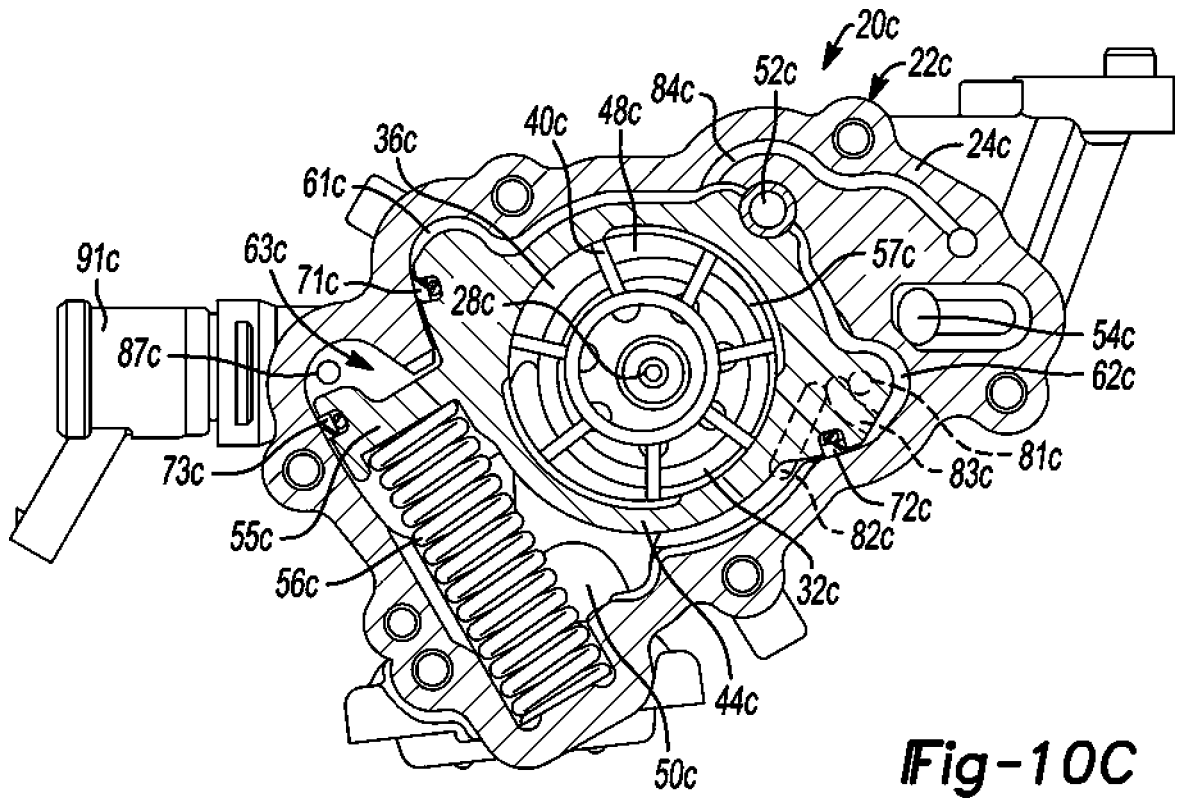


**Fig-10A**

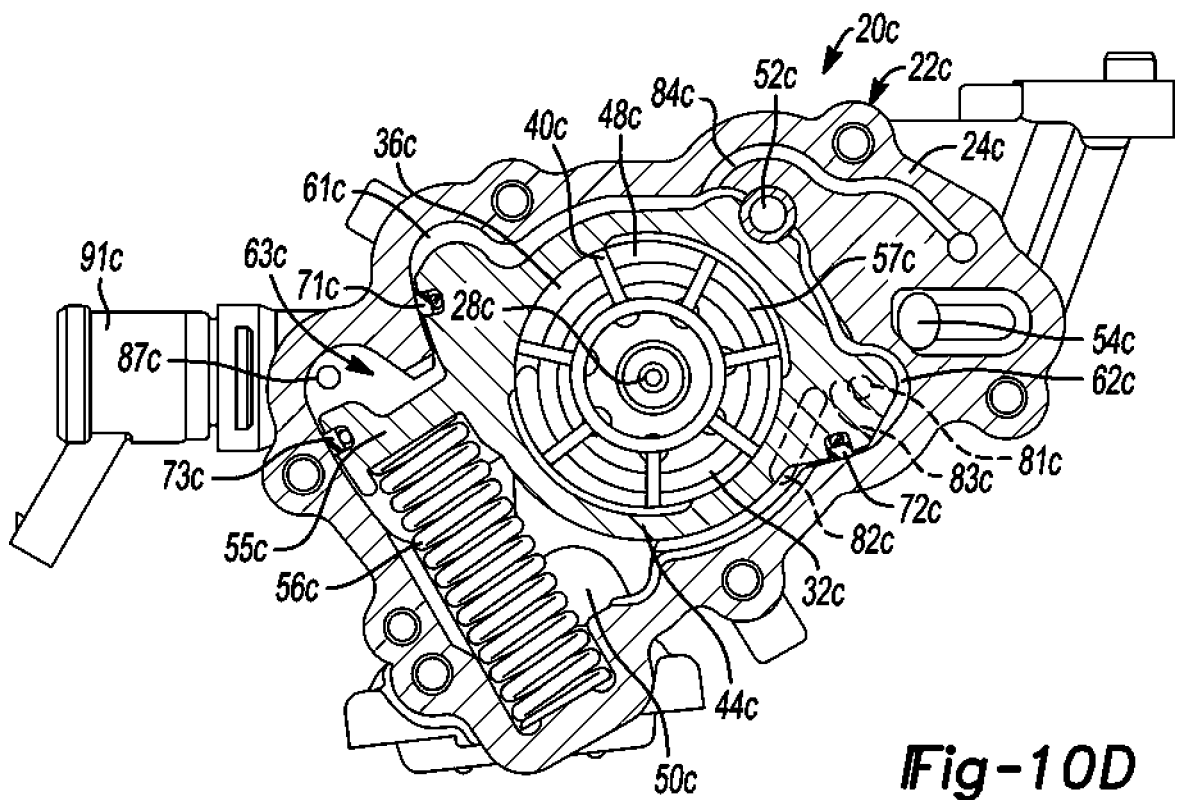


**Fig-10B**

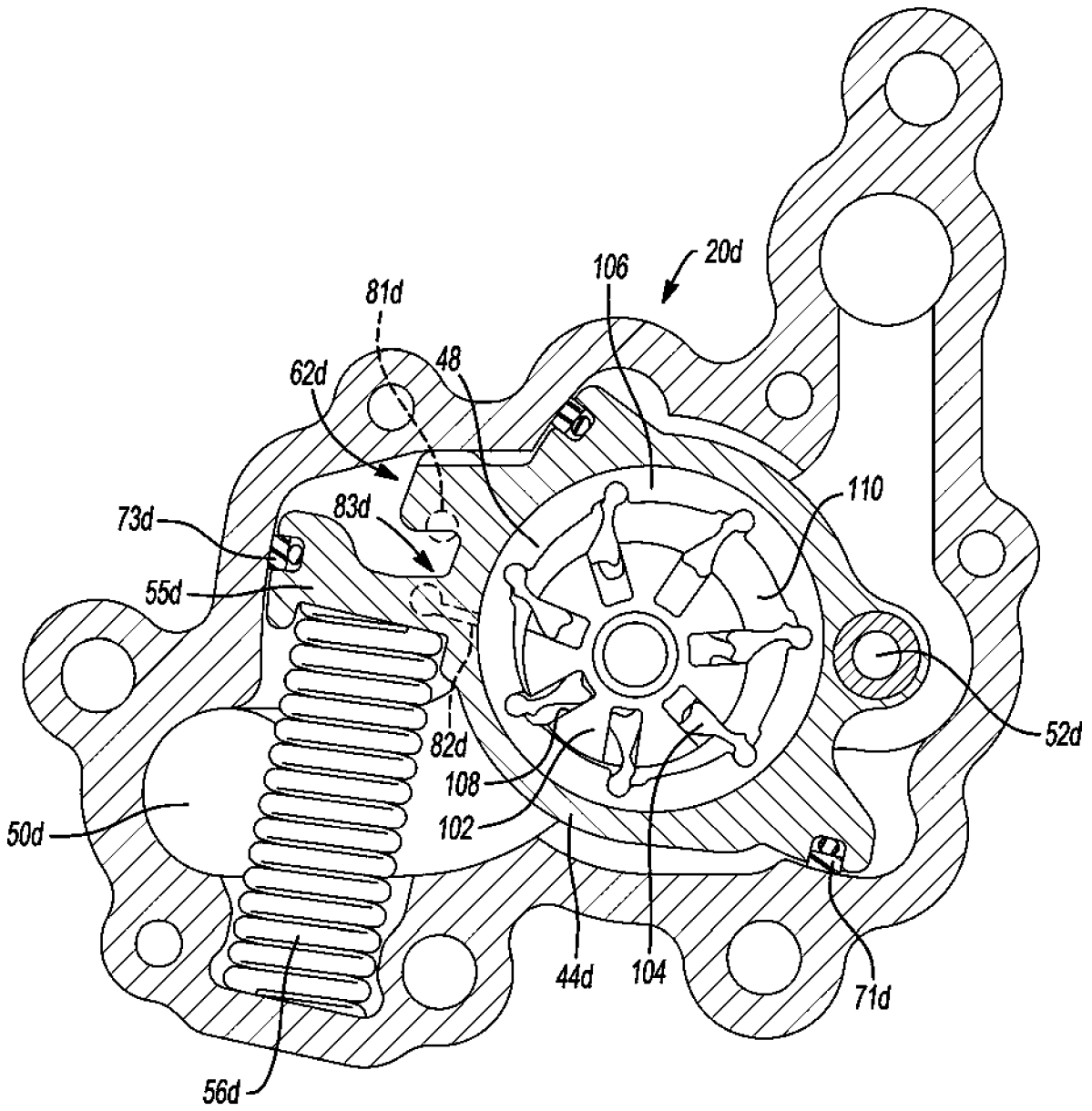




**Fig-10C**



**Fig-10D**



**Fig-11**