



(10) **DE 10 2005 010 015 B4** 2013.07.04

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2005 010 015.5**
(22) Anmeldetag: **04.03.2005**
(43) Offenlegungstag: **06.10.2005**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **04.07.2013**

(51) Int Cl.: **F16H 39/14 (2006.01)**

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:

P 2004/070330	12.03.2004	JP
2004/070331	12.03.2004	JP
P 2004/070332	12.03.2004	JP

(73) Patentinhaber:

Honda Motor Co., Ltd., Tokyo, JP

(74) Vertreter:

Weickmann & Weickmann, 81679, München, DE

(72) Erfinder:

Yoshida, Yoshihiro, Wako, Saitama, JP; Mitsubori, Toshimasa, Wako, Saitama, JP; Ozeki, Takashi, Wako, Saitama, JP; Nakamura, Kazuhiko, Wako, Saitama, JP

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

US	3 165 892	A
JP	2 920 772	B2
JP	H06- 42 446	A
JP	H09- 100 909	A

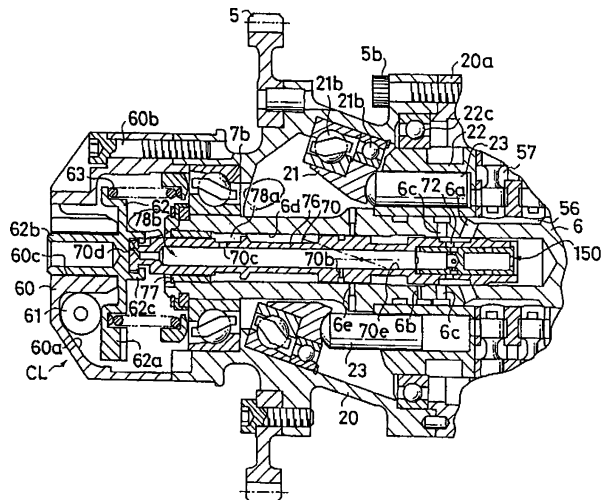
(54) Bezeichnung: **Kupplungsvorrichtung für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe**

(57) Hauptanspruch: Kupplungsvorrichtung (CL) für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT), welches derart ausgebildet ist, dass eine Hydraulikpumpe (P) und ein Hydraulikmotor (M) miteinander durch einen geschlossenen Hydraulikkreislauf (50, 56, 57) verbunden sind, wobei die Kapazität der Hydraulikpumpe (P) oder/und des Hydraulikmotors (M) derart gesteuert/geregelt ist, dass eine Eingangsdrehung der Hydraulikpumpe (P) verändert und als Ausgangsdrehung des Hydraulikmotors (M) ausgegeben wird,

wobei die Kupplungsvorrichtung (CL) umfasst: ein Kupplungsventil (70) zum Verbinden und Trennen eines hochdruckseitigen Ölkanals (57) und eines niederdruckseitigen Ölkanals (56), welche den geschlossenen Hydraulikkreislauf (50, 56, 57) bilden, um die Übertragung einer Drehung von der Hydraulikpumpe (P) auf den Hydraulikmotor (M) zu steuern/regeln;

einen Reglermechanismus (61, 62), um unter Verwendung einer durch die Eingangsdrehung der Hydraulikpumpe (P) erzeugten Zentrifugalkraft eine der Eingangsdrehzahl der Hydraulikpumpe (P) entsprechende Reglerkraft (Fgov) zu erzeugen und diese Reglerkraft (Fgov) in Schließrichtung des Kupplungsventils (70) wirken zu lassen; Spannmittel (63), um eine Spannkraft (Fspg) in Öffnungsrichtung des Kupplungsventils (70) wirken zu lassen; und einen Puffermechanismus (78a, 78b, 70c) zum Dämpfen der Öffnungs- und Schließbewegungen des nach Maßgabe der Reglerkraft (Fgov) und der Spannkraft (Fspg) betätigten Kupplungsventils (70),

dadurch gekennzeichnet, dass das Kupplungsventil (70) derart eingerichtet ist, dass ein Ventilschieber (70) beweglich in einem Schieberloch (6d) angeordnet ist, das in axialer Richtung einer Trägerwelle (6) zum drehbaren Tragen der Hydraulikpumpe (P) und des Hydraulikmotors (M) ausgebildet ist, so dass der hochdruckseitige Ölkanal (57) und der niederdruckseitige Ölkanal (56) nach Maßgabe der Bewegung des Ventilschiebers (70) in dem Schieberloch (6d) verbunden oder getrennt werden.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft eine Kupplungsvorrichtung für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Verschiedene Typen von kontinuierlich veränderlichen Getrieben sind bekannt und auf dem Markt erhältlich. Einige Beispiele sind die hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebe, welche in den Druckschriften JP 6 042 446 A, JP 2 920 772 B2 und JP 9 100 909 A der Anmelderin offenbart sind. Die hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebe, welche in diesen Druckschriften offenbart sind, enthalten eine Taumelscheiben-Kolbenpumpe, einen Taumelscheiben-Kolbenmotor sowie einen geschlossenen Hydraulikkreislauf, der den Auslassanschluss und den Einlassanschluss der Taumelscheiben-Kolbenpumpe mit dem Auslassanschluss und dem Einlassanschluss des Taumelscheiben-Kolbenmotors verbindet, wobei ein Taumelscheiben-Plattenelement durch eine Maschine angetrieben wird und ein Pumpenzylinder und ein Motorzylinder miteinander verbunden und an einer Ausgangswelle angeordnet sind und wobei eine Rotation eines Motortaumelscheibenelements gesteuert/geregelt wird und der Winkel der Motortaumelscheibe einstellbar ist.

[0003] In diesem Typ eines hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes ist es bekannt, ein Kupplungsventil bereitzustellen, welches den Hochdruckölweg und den Niederdruckölweg, die den geschlossenen Hydraulikkreislauf bilden, verbinden oder trennen, und eine Kupplungsbetätigung auszuführen, um die Größe der von der Hydraulikpumpe auf den Hydraulikmotor zu übertragenden Drehantriebskraft zu steuern/regeln oder um diese Übertragung von Drehkraft zu stoppen. Beispielsweise offenbart die JP 9 100 909 A eine automatische Kupplungsvorrichtung, welche ein Kupplungsventil auf diese Weise nutzt. Dieses Kupplungsventil umfasst eine Feder (Vorspannmittel), um es in Öffnungsrichtung vorzuspannen, und einen hydraulischen Regler zum Erzeugen eines einer Eingangsdrehzahl entsprechenden Regleröldrucks und öffnet und schließt nach Maßgabe der Federvorspannkraft und der Reglerkraft (Regleröldruck), um den Hochdruckölweg und den Niederdruckölweg zu verbinden oder zu trennen.

[0004] Wenn bei dem oben genannten Kupplungsventil die Eingangsdrehzahl gering ist (wenn sich die Maschine beispielsweise im Leerlauf befindet), so überwiegt die Spannkraft der Feder und das Kupplungsventil wird geöffnet (die Kupplung wird getrennt), und wenn die eingegebene Maschinendrehzahl hoch ist, so überwiegt die Kraft des Reglers und das Kupplungsventil wird geschlossen (die Kupplung

wird verbunden). Bei etwa einer Eingangsdrehzahl, bei der sich das Kupplungsventil in die Öffnungsrichtung bewegt, sind jedoch die Kräfte in Richtung einer Trennung und in Richtung einer Verbindung in etwa gleich groß. Wenn eine Kraft in Richtung einer Trennung durch den Öldruck aufgrund einer schnellen Betätigung einer Drosselklappe plötzlich ansteigt, so bewegt sich das Kupplungsventil in Richtung einer Trennung, obwohl ein Beschleunigungszustand vorliegt, und die Kupplung wird getrennt. Anschließend bewegt sich das Kupplungsventil aufgrund der durch eine Erhöhung der Maschinendrehzahl verursachten Kraft des Reglers in die Richtung einer Verbindung und die Kupplung wird verbunden. Das heißt, wenn die Öffnungs- und Schließbetätigungen des Kupplungsventils wiederholt werden, so ist es schwierig, Antriebskraft stabil zu übertragen.

[0005] Zum Stand der Technik wird ferner auf die US 3 165 892 A hingewiesen, welche eine Kupplungsvorrichtung mit einem Kupplungsventil gemäß den Merkmalen des Oberbegriffs des Anspruchs 1 offenbart.

[0006] Im Hinblick auf das vorstehend genannte Problem ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, eine Kupplungseinrichtung für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe bereitzustellen, welche Antriebskraft stabil übertragen kann, indem die Steuerung/Regelung der Öffnungs- und Schließbetätigungen des Kupplungsventils sichergestellt wird.

[0007] Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch eine Kupplungsvorrichtung nach Anspruch 1 gelöst.

[0008] Vorzugsweise weist der Puffermechanismus eine variable Ölkammer auf, welche von der Innenwand des Schieberlochs und der Außenwand des Ventilschieber umgeben ist und deren Kapazität durch die Bewegung des Ventilschiebers verändert wird, sowie eine Ölreservoirkammer aufweist, welche mit der variablen Ölkammer verbunden und in dem Ventilschieber ausgebildet ist.

[0009] In diesem Fall ist vorzugsweise ein Ölkanal mit einer mit der Ölreservoirkammer verbundenen Mündung (in einer Ausführungsform zum Beispiel eine Mündung **70d**) in dem Ventilschieber ausgebildet, um durch diese Öl in die Ölreservoirkammer auszulassen, so dass ein Widerstand gegen eine Änderung der Kapazität der variablen Ölkammer bereitgestellt wird und die Bewegung des Ventilschiebers gedämpft wird. Ferner ist vorzugsweise der Ölkanal in dem Ventilschieber derart ausgebildet, dass er zu einem Verbindungsabschnitt zum Verbinden des Reglermechanismus mit dem Ventilschieber hin offen ist.

[0010] Wenn sich in der Kupplungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung die auf das Kupplungsven-

til wirkenden Kräfte in Richtung einer Trennung und in Richtung einer Verbindung gegenseitig aufheben, so wird die Bewegung des Kupplungsventils, welche durch eine Veränderung der Reglerkraft gemäß dem plötzlichen Anstieg des Öldrucks und durch eine Änderung der Eingangsdrehung aufgrund der plötzlichen Betätigung der Drosselklappe verursacht wird, durch den Puffermechanismus gedämpft, so dass sie langsam wird, wodurch eine zuverlässige Öffnungs- und Schließsteuerung des Kupplungsventils bereitgestellt wird, um die Ausgangsdrehung der Maschine zum Antreiben der Hydraulikpumpe stabil auf den Hydraulikmotor übertragen wird.

[0011] Wenn das Kupplungsventil so ausgebildet ist, dass der Ventilschieber beweglich in dem Schieberloch angeordnet ist und in dem Puffermechanismus die variable Ölkammer von der Innenwand des Schieberlochs und der Außenwand des Ventilschiebers umgeben ist und die Ölreservoirkammer mit der variablen Ölkammer in dem Ventilschieber verbunden ist, so wird der Puffermechanismus auf kompakte Weise in dem Kupplungsventil angeordnet, wodurch es ermöglicht wird, das Kupplungsventil und somit auch das kontinuierlich veränderliche Getriebe kompakt auszubilden.

[0012] Wenn in dieser Konstruktion der Ölkanal, welcher eine mit der Ölreservoirkammer verbundene Mündung aufweist, in dem Ventilschieber ausgebildet ist, um Öl in der Ölreservoirkammer auszulassen, so dass einer Änderung der Kapazität der variablen Ölkammer ein Widerstand entgegengesetzt wird, so kann die Öffnungs- und Schließbewegung des Ventilschiebers zuverlässiger bereitgestellt werden und effektiv gedämpft werden. Wenn der ausgebildete Ölkanal zum Verbindungsabschnitt zwischen dem Reglermechanismus und dem Ventilschieber hin offen ist, so kann der Verbindungsabschnitt mit durch den Ölkanal ausgelassenem Arbeitsöl geschmiert werden.

[0013] Als nächstes wird unter Bezugnahme auf die beigefügten Zeichnungen eine bevorzugte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung näher beschrieben.

[0014] [Fig. 1](#) zeigt eine Schnittansicht, welche die Struktur eines hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes gemäß der vorliegenden Erfindung zeigt.

[0015] [Fig. 2](#) zeigt eine Außenansicht, welche ein Motorrad zeigt, das das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe aufweist.

[0016] [Fig. 3](#) zeigt eine schematische Ansicht, welche die Struktur des Kraftübertragungswegs der das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe aufweisenden Antriebseinheit zeigt.

[0017] [Fig. 4](#) ist eine Schnittansicht, welche die Struktur des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0018] [Fig. 5](#) ist eine Schnittansicht, welche in einem Ausschnitt das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe in vergrößerter Form zeigt.

[0019] [Fig. 6](#) ist eine Schnittansicht, welche in einem Ausschnitt das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe in vergrößerter Form zeigt.

[0020] [Fig. 7](#) zeigt eine Vorderansicht und eine Schnittansicht, welche das zum Positionieren des Rotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes verwendete Splintelement zeigt.

[0021] [Fig. 8](#) ist eine Vorderansicht und eine Schnittansicht, welche den zum Positionieren des Rotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes verwendeten Haltering zeigen.

[0022] [Fig. 9](#) ist eine Vorderansicht und eine Schnittansicht, welche den zum Positionieren des Rotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes verwendeten Sicherungsring zeigen.

[0023] [Fig. 10](#) ist eine Schnittansicht, welche das Motorservosystem des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0024] [Fig. 11](#) ist eine Schnittansicht, welche die Strukturen der hydraulischen Pumpe und der Kupplungsvorrichtung des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0025] [Fig. 12](#) ist eine Schnittansicht, welche die Strukturen der Getriebeausgangswelle und des Ausgangsrotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0026] [Fig. 13](#) ist eine Schnittansicht, welche die Strukturen der Getriebeausgangswelle und des Ausgangsrotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0027] [Fig. 14](#) ist eine Schnittansicht, welche die Strukturen der Getriebeausgangswelle und des Ausgangsrotors des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0028] [Fig. 15](#) ist eine Schnittansicht, welche die Struktur des Blockiermechanismus des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0029] **Fig. 16** ist eine Schnittansicht entlang der mit Pfeilen versehenen Linie Y-Y in **Fig. 15**, welche die Struktur des oben genannten Blockiermechanismus in seiner normalen Position zeigt.

[0030] **Fig. 17** ist eine Schnittansicht entlang der mit Pfeilen versehenen Linie Y-Y von **Fig. 15**, welche die Struktur des oben genannten Blockiermechanismus in seiner Blockierposition zeigt.

[0031] **Fig. 18** ist eine Darstellung des Hydraulikkreislaufs, welche die Ölwanordnung des oben genannten hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes zeigt.

[0032] **Fig. 2** zeigt ein äußeres Gesamterscheinungsbild eines Motorrads, welches ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe gemäß der vorliegenden Erfindung aufweist. In **Fig. 2** ist die innere Struktur des Motorrads teilweise freigelegt, indem ein Seitenabdeckelement entfernt ist. Das Motorrad **100** umfasst: einen Hauptrahmen **110**; eine Vordergabel **120**, welche um einen Schaft drehbar angebracht ist, der vertikal und schräg am vorderen Ende des Hauptrahmens **110** verläuft; ein Vorderrad **101**, welches drehbar am unteren Ende der Vordergabel **120** angebracht ist; einen Schwenkarm **130**, welcher um eine horizontal hinter dem Hauptrahmen **110** verlaufende Schwenkverbindungswelle **130a** schwenkbar angebracht ist und welcher vertikal schwingend angebracht ist; sowie ein Hinterrad **102**, welches drehbar an dem hinteren Ende des Schwenkarms **130** angebracht ist.

[0033] Am Hauptrahmen **110** angebracht sind: ein Kraftstofftank **111**; ein Fahrersitz **112**; ein Hauptständer **113a** und ein Nebenständer **113b** zum Halten des Fahrzeugs in einer aufrechten Position, während es steht; ein Vorderlicht **114**, um etwa bei einer Nachtfahrt nach vorn zu leuchten; ein Kühler **115** zum Kühlen von Maschinenkühlwasser; eine Antriebseinheit PU zum Erzeugen einer Drehantriebskraft für das Hinterrad **102**. Eine Lenkstange **121** (Steuerungslenkstange), welche durch einen Fahrer gelenkt wird; ein Rückspiegel **122** für die Sicht nach hinten usw. sind an der Vordergabel **120** angebracht. Eine Antriebswelle zum Übertragen der durch die Antriebseinheit PU erzeugten Drehantriebskraft auf das Hinterrad in einer später angegebenen Weise befindet sich innerhalb des Schwenkarms **130**.

[0034] In diesem Motorrad **100** verwendet die Antriebseinheit PU ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT) gemäß der vorliegenden Erfindung. Diese Antriebseinheit wird im Folgenden erläutert.

[0035] Zunächst zeigt **Fig. 3** die allgemeine Struktur der Antriebseinheit PU, welche umfasst: eine Drehantriebskraft erzeugende Maschine E; ein hy-

drostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe CVT, welches seine Ausgangsdrehzahl kontinuierlich verändert; sowie eine Getrieberadanordnung GT, welche die Richtung der Ausgangsdrehung dieses hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes CVT ändert und diese überträgt.

[0036] Wie in **Fig. 2** gezeigt ist, ist die Maschine E aus einer V-Zylinder-Maschine mit einer V-Reihe und einem in V-Form verlaufenden Zylinder **1**, welcher sich nach oben und schräg in horizontaler Richtung erstreckt, gebildet. Diese Maschine E weist einen Kolben **2** in dem mit einem Einlassventil **1a** und einem Auslassventil **1b** vorgesehenen Zylinder **1** auf. In der Maschine E werden das Einlassventil **1a** und das Auslassventil **1b** zu einer vorbestimmten Zeit geöffnet/geschlossen, um eine Verbrennung eines Luft-Kraftstoff-Gemischs in dem Zylinder **1** einzuleiten, so dass der Kolben **2** sich hin und her bewegt. Die Hin und Herbewegung des Kolbens **2** wird über eine Verbindungsstange **2a** auf den Kurbelabschnitt **3a** übertragen, um eine Kurbelwelle **3** zu drehen. Ein Eingangsantriebsrad **4** mit einem Dämpfer **4a** ist an einem Ende der Kurbelwelle **3** angebracht und die Drehantriebskraft der Kurbelwelle **3** wird auf das Eingangsantriebsrad **4** übertragen.

[0037] Ein Antriebskettenrad **8a** ist an der Kurbelwelle **3** angebracht und die Drehantriebskraft wird über eine Kette **8b** auf ein angetriebenes Kettenrad **8c** übertragen, welches an Pumpenantriebswellen **9a** und **9b** angebracht ist. Eine Ölpumpe OP und eine Wasserpumpe WP sind, wie gezeigt ist, an den Pumpenantriebswellen **9a** und **9b** angeordnet und werden durch die Maschine E angetrieben. Das aus der Ölpumpe OP ausgelassene Arbeitsöl wird, wie später beschrieben wird, als Nachfüllöl oder als Schmiermittel für das hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT zugeführt und wird, wie in **Fig. 2** gezeigt ist, durch einen Ölkühler **116** hinter und unterhalb der Antriebseinheit PU gekühlt und durch einen Ölfilter **117** gefiltert. Das aus der Wasserpumpe WP ausgelassene Kühlwasser wird dazu verwendet, die Maschine E zu kühlen und das durch die Maschine E erwärmte Kühlwasser wird durch den Kühler **115** gekühlt.

[0038] Das hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT enthält eine Hydraulikpumpe P vom Taumelplatten-Kolbentyp sowie einen Hydraulikmotor M vom Taumelplatten-Kolbentyp. Ein angetriebenes Eingangsrads **5**, welches mit dem Pumpengehäuse der Hydraulikpumpe P vom Taumelplatten-Kolbentyp gekoppelt ist, kämmt mit dem oben genannten Eingangsantriebsrad **4**, so dass die Drehantriebskraft der Maschine E auf das angetriebene Eingangsrads **5** zum Drehen des Pumpengehäuses übertragen wird. Die Hydraulikpumpe P ist hier vom Typ mit fester Kapazität mit einem konstanten Taumelplattenwinkel und der Hydraulikmotor M ist vom

Typ mit variabler Kapazität mit einem variablen Taumelplattenwinkel und weist ein Motorservosystem SV auf, um den Motortaumelplattenwinkel einzustellen. Die durch dieses hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT kontinuierlich veränderte Ausgangsdrehzahl wird an eine Getriebeausgangswelle **6** ausgegeben (Details des hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes CVT werden im Detail später beschrieben).

[0039] Die Getriebeausgangswelle **6** ist mit der Getrieberadanordnung GT derart verbunden, dass eine Drehung der Getriebeausgangswelle **6** von „vorwärts“ zu „neutral“ oder andersherum geschaltet wird oder durch die Getrieberadanordnung GT verlangsamt wird. Die Getrieberadanordnung GT weist eine Gegenwelle **10** und eine erste Ausgangsantriebswelle **15** auf, welche parallel zur Getriebeausgangswelle **6** verlaufen, und umfasst: ein erstes Rad **11**, welches mit der Getriebeausgangswelle **6** gekoppelt ist; ein zweites Rad **12**, welches an der Gegenwelle **10** derart angebracht ist, dass es axial bewegbar ist und sich integral mit der Gegenwelle **10** dreht; ein drittes Rad **13**, welches mit der Gegenwelle **10** gekoppelt ist; sowie ein viertes Rad **14**, welches stets mit dem dritten Rad **13** kämmt und welches mit der ersten Ausgangsantriebswelle **15** gekoppelt ist. Das zweite Rad **12** bewegt sich axial auf der Gegenwelle **10**. Wenn es mit dem ersten Rad **11** in Eingriff gebracht wird, so befindet sich das Fahrzeug in der Vorwärtsstellung und wenn es aus dem Eingriff mit dem ersten Rad **11** gelöst wird, so befindet sich das Fahrzeug in der Neutralstellung.

[0040] Weiterhin ist ein Ausgangsantriebskegelrad **15a** an einem Ende der ersten Ausgangsantriebswelle **15** angebracht und Drehantriebskraft wird von einem angetriebenen Ausgangskegelrad **16a**, welches mit diesem Ausgangsantriebskegelrad **15a** im Eingriff ist, auf eine zweite Ausgangsantriebswelle **16** übertragen. Die zweite Ausgangsantriebswelle **16** ist durch ein Universalgelenk **17** mit einer Antriebswelle **18** verbunden. Wie oben erwähnt, ist die Antriebswelle **18** durch den Schwenkarm **130** geführt und mit dem Hinterrad **102** verbunden, so dass die Drehantriebskraft auf das Hinterrad **102** übertragen wird, um dieses anzutreiben. Das Universalgelenk **17** liegt koaxial zur Schwenkverbindungswelle **130a** des Schwenkarms **130** für den Hauptrahmen **110**.

[0041] Als nächstes wird das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT unter Bezugnahme auf die [Fig. 1](#) sowie [Fig. 4](#) bis [Fig. 6](#) beschrieben. Das hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT enthält eine Hydraulikpumpe vom Taumelplattenkolbentyp und einen Hydraulikmotor vom Taumelplattenkolbentyp, wobei die Getriebeausgangswelle **6** durch das Zentrum des hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebes CVT verläuft. Die Getriebeausgangswelle **6** ist an

dem Getriebegehäuse HSG über Kugellager **7a**, **7b** und **7c** drehbar gehalten.

[0042] Die Hydraulikpumpe P ist aufgebaut aus: einem Pumpengehäuse **20**, welches an der Getriebeausgangswelle **6** koaxial in relativ drehbarer Weise angeordnet ist; einem Pumpentaumelplattenelement **21**, welches innerhalb des Pumpengehäuses **20** in einem vorbestimmten Winkel bezüglich der Rotationsmittelachse des Pumpengehäuses **20** geneigt angeordnet ist; einem Pumpenzylinder **22**, welcher gegenüber dem Pumpentaumelplattenelement **21** angeordnet ist; und einer Mehrzahl von Pumpenkolben **23**, welche verschiebbar innerhalb einer Mehrzahl von Pumpenkolbenlöchern **22a** angeordnet sind, die in axialer Richtung in einem Muster in der Art eines Rings um die Mittelachse des Pumpenzylinders **22** herum angeordnet sind. Das Pumpengehäuse **20** ist drehbar an der Getriebeausgangswelle **6** und dem Pumpenzylinder **22** mittels Lager **7b** und **22c** gehalten und ist drehbar an dem Getriebegehäuse HSG mittels eines Lagers **7a** gehalten. Das Pumpentaumelplattenelement **21** ist mittels Lager **21a** und **21b** derart angeordnet, dass es sich um die oben genannte, in dem vorbestimmten Winkel geneigte Welle dreht. Mit anderen Worten ist der Pumpenzylinder **22** mittels des Lagers **22c** in relativ drehbarer Weise am Pumpengehäuse **20** koaxial gehalten.

[0043] Das angetriebene Eingangsrad **5** ist mit einem Bolzen **5a** am äußeren Umfangsrand des Pumpengehäuses **20** befestigt. Die äußeren Enden der Pumpenkolben **23** stehen nach außen vor und berühren die Taumelplatte **21a** des Pumpentaumelplattenelements **21** und treten mit diesem in Eingriff und ihre inneren Enden innerhalb der Pumpenkolbenlöcher **22a** sind einem Ventilkörper **51** eines Verteilungsventils **50** (welches später beschrieben wird) zugewandt und bilden Pumpölkammern **23a** in den Pumpenkolbenlöchern **22a**. Eine Pumpöffnung **22b**, welche als Pumpauslass/-einlassanschluss dient, ist am Ende jedes Pumpenkolbenlochs **22a** gebildet. Wenn, wie oben erwähnt, das angetriebene Eingangsrad **5** gedreht wird, so wird das Pumpengehäuse **20** gedreht und das darin angeordnete Pumpentaumelplattenelement **21** schwingt mit der Drehung des Pumpengehäuses **20**. Die Pumpenkolben **23** bewegen sich innerhalb der Pumpenkolbenlöcher **22a** während des Schwingens der Taumelplatte **21a** hin und her, um Arbeitsöl aus den Pumpölkammern **23** auszulassen oder Arbeitsöl in die Pumpölkammern **23** einzusaugen.

[0044] Ein pumpenseitiges exzentrisches Element **20a** ist mit dem rechten Ende des Pumpengehäuses **20** gekoppelt, wie dies in der Figur durch einen Bolzen **5b** gezeigt ist. Die Innenwand **20b** des pumpenseitigen exzentrischen Elements **20** ist zylindrisch und zur Rotationsachse des Pumpengehäuses **20** exzentrisch. Da das pumpenseitige exzentrische Ele-

ment **20a** mit einer exzentrischen Innenwand **20b** eine vom Pumpengehäuse **20** getrennte Einheit ist, ist es einfach herzustellen.

[0045] Der Hydraulikmotor M ist aufgebaut aus: einem Motorgehäuse **30** (gebildet aus einer Mehrzahl von Gehäusen **30a** und **30b**), welches mit dem Getriebegehäuse HSG verbunden und an diesem befestigt ist; einem Motorschwingelement **35**, welches in verschiebbarer Weise mit einer sphärischen Stützfläche **30c** in Kontakt ist, die an der Innenfläche des Motorgehäuses **30** (Gehäuse **30b**) ausgebildet ist, und welches sich senkrecht zur Mittelachse der Getriebeausgangswelle **6** (senkrecht zur Blattebene) derart erstreckt, dass es in der Lage ist, um das Schwingungszentrum O zu schwingen; einem Motortaumelplattenelement **31**, welches drehbar durch Lager **31a** und **31b** innerhalb des Motorschwingelements **35** gehalten ist; einem gegenüber dem Motortaumelplattenelement **31** angeordneten Motorzylinder **32**; sowie einer Mehrzahl von Motorkolben **33**, welche verschiebbar innerhalb einer Mehrzahl von Motorkolbenlöchern **32a** angeordnet sind, die axial in einem ringartigen Muster ausgebildet sind, dass die Mittelachse des Motorzylinders **32** umgibt. Der Motorzylinder **32** ist drehbar durch das Motorgehäuse **30** über ein Lager **32c** an seinem äußeren Umfangsrand gehalten.

[0046] In dem Hydraulikmotor M ist ein Blockiermechanismus **90** (siehe [Fig. 15](#) bis [Fig. 17](#)) am linken Ende des Motorgehäuses **30** (wie in der Figur sichtbar) vorgesehen und ein motorseitiges exzentrisches Element **91** als Bestandteil dieses Blockiermechanismus **90** befindet sich in verschiebbarer Weise in Kontakt mit dem Ende des Motorgehäuses **30b**. Der Blockiermechanismus wird im folgenden beschrieben. Eine zylindrische Innenfläche **91a**, welche an dem motorseitigen exzentrischen Element **91** ausgebildet ist, schwingt zwischen einer Blockierposition und einer normalen Position, wobei das motorseitige exzentrische Element **91** in der Blockierposition koaxial mit dem Motorzylinder **32** ist und in der Normalposition exzentrisch zur Rotationsachse des Motorzylinders **32** ist.

[0047] Die äußeren Enden der Motorkolben **33** stehen nach außen vor und sind im Eingriff mit der Taumelplatte **31a** des Motortaumelplattenelements **31** und deren innere Enden innerhalb der Kolbenlöcher **32a** sind dem Ventilkörper **51** gegenübergestellt und bilden in den Motorkolbenlöchern **32a** Motorölkammern **33a**. Eine Motoröffnung **32b**, welche als Motorauslass/-einlassanschluss dient, ist am Ende eines jeden Motorkolbenlochs **32a** gebildet. Ein Arm **35a** als ein Ende des Motorschwingelements **35**, welcher nach außen vorsteht, ragt radial nach außen und ist mit dem Motorservosystem SV verbunden. Das Motorservosystem SV steuert/regelt eine Links-/Rechtsbewegung des Arms **35a** gemäß der Ansicht in [Fig. 1](#) usw., um die Schwingung des Motor-

schwingelements **35** um das Schwingungszentrum O zu steuern/regeln. Wenn das Motorschwingelement **35** auf diese Weise schwingt, so schwingt zur selben Zeit auch das darin gehaltene Motortaumelplattenelement **31** und sein Taumelplattenwinkel ändert sich.

[0048] Das Verteilungsventil **50** liegt zwischen dem Pumpenzylinder **22** und dem Motorzylinder **32**. [Fig. 5](#) und [Fig. 6](#) zeigen diesen Teil in einer vergrößerten Form. Der Ventilkörper **51** des Verteilungsventils **50** ist integral zwischen dem Pumpenzylinder **22** und dem Motorzylinder **32** durch Lötens angebracht und außerdem ist der Motorzylinder **32** an der Getriebeausgangswelle **6** verzahnt. Somit drehen sich Pumpenzylinder **22**, Verteilungsventil **50**, Motorzylinder **32** und Getriebeausgangswelle **6** gemeinsam.

[0049] Der Pumpenzylinder **22**, das Verteilungsventil **50** (sein Ventilkörper **51**) und der Motorzylinder **32**, welche integral auf diese Weise miteinander verbunden sind, werden als Ausgangsrotor bezeichnet. Als nächstes wird beschrieben, wie dieser Ausgangsrotor an der Getriebeausgangswelle an einer vorbestimmten Position in seiner axialen Richtung positioniert und befestigt ist. Für diese Positionierung ist an der Getriebeausgangswelle **6** ein flanschartiger, nach außen vorstehender Regulierabschnitt **6f** ausgebildet und die linke Position des Ausgangsrotors ist dadurch bestimmt, dass die linke Endfläche des Pumpenzylinders **22** den Regulierabschnitt **6f** berührt. Andererseits wird die rechte Position des Ausgangsrotors durch ein an der Getriebeausgangswelle **6** angebrachtes Verriegelungselement **80** bestimmt, welches der rechten Endseite des Motorzylinders **32** zugewandt ist.

[0050] Wie in den [Fig. 12](#) bis [Fig. 14](#) illustriert ist, werden zur Anbringung des Verriegelungselements **80** eine erste Verriegelungsnut **6g** und eine zweite Verriegelungsnut **6h**, welche beide ringförmig sind, in der Getriebeausgangswelle **6** hergestellt. Ein Paar Splintelemente **81**, welche, wie in [Fig. 7](#) gezeigt, jeweils halbkreisförmig sind, sind in die erste Verriegelungsnut **6g** eingesetzt, wobei ihre Innenränder **81a** in der ersten Verriegelungsnut **6g** liegen. Dann wird ein in [Fig. 8](#) gezeigter Haltering **82** auf dem Paar Splintelemente **81** derart angebracht, dass ein Seitenabschnitt **82b** des Halterings **82** die Seitenabschnitte des Splintelementes **81** berührt und ein Außenwandabschnitt **82a** die Außenwände **81b** der Splintelemente **81** abdeckt, um die Splintelemente **81** in diesem Zustand zu halten. Zusätzlich wird ein in [Fig. 9](#) gezeigter Sicherungsring **83** in die zweite Verriegelungsnut **6h** eingesetzt, um den Haltering **82** in seinem Zustand zu halten. Als Folge davon berührt die rechte Endfläche des Motorzylinders **32** das Verriegelungselement **80** zur Positionierung auf der rechten Seite. Wie aus der oben genannten Struktur verständlich ist, ist der Ausgangsrotor sandwichartig zwi-

schen dem Regulierabschnitt **6f** und dem Verriegelungselement **80** aufgenommen und seine Position ist an der Getriebeausgangswelle **6** festgelegt.

[0051] Als nächstes wird das Verteilungsventil **50** beschrieben. Wie in **Fig. 5** und **Fig. 6** illustriert ist, sind in dem Ventilkörper **51** als Bestandteil des Verteilungsventils **50** zwei Reihen von pumpenseitigen Schieberlöchern **51a** und motorseitigen Schieberlöchern **51b** vorgesehen, welche in radialer Richtung verlaufen und in gleichmäßigen Intervallen in Umfangsrichtung angeordnet sind. Pumpenseitige Schieber **53** und motorseitige Schieber **55** sind verschiebbar in die pumpenseitigen Schieberlöcher **51a** bzw. die motorseitigen Schieberlöcher **51b** eingesetzt.

[0052] Die pumpenseitigen Schieberlöcher **51a** sind so gebildet, dass sie zu den Pumpenkolbenlöchern **22a** passen und den pumpenseitigen Schieberlöchern **51a** zugeordnete Pumpenöffnungen **22b** (Pumpenölkammern **23a**) sowie eine Mehrzahl von mit den pumpenseitigen Schieberlöchern **51a** in Verbindung stehenden pumpenseitigen Verbindungskanälen **51c** sind in dem Ventilkörper **51** ausgebildet. Die motorseitigen Schieberlöcher **51b** sind so gebildet, dass sie zu den Motorkolbenlöchern **32a** passen und eine Mehrzahl von motorseitigen Verbindungskanälen **51d**, welche mit Motoröffnungen **32b** (Motorölkammern **33a**) und zugeordneten motorseitigen Schieberlöchern **51b** in Verbindung stehen, sind in dem Ventilkörper **51** ausgebildet.

[0053] Ferner ist in dem Verteilungsventil **50** ein pumpenseitiger Nockenring **52** in einer solchen Position vorgesehen, dass er die äußeren peripheren Enden der pumpenseitigen Schieber **53** umgibt, und ein motorseitiger Nockenring **54** ist in einer solchen Position vorgesehen, dass er die äußeren peripheren Enden der motorseitigen Schieber **55** umgibt. Der pumpenseitige Nockenring **52** ist an der Innenfläche **20b** des pumpenseitigen exzentrischen Elements **20a** angebracht, das mit dem Ende des Pumpengehäuses **20** durch den Bolzen **5b** innerhalb der inneren Randfläche **20b**, die exzentrisch zur Rotationsmittelachse des Pumpengehäuses **20** ist, verbunden ist, und ist drehbar am Pumpengehäuse **20** getragen. Der motorseitige Nockenring **54** ist an der Innenwand **91a** des motorseitigen exzentrischen Elements **91** angebracht, welches verschiebbar in Kontakt mit dem Ende des Motorgehäuses **30** ist. Die äußeren peripheren Enden der pumpenseitigen Schieber **53** sind an der Innenwand des pumpenseitigen Nockenrings **52** in relativ drehbarer Weise gehalten und die äußeren peripheren Enden der motorseitigen Schieber **55** sind an der Innenwand des motorseitigen Nockenrings **54** in relativ drehbarer Weise gehalten.

[0054] Ein innerer Kanal **56** ist zwischen der Innenwand des Ventilkörpers **51** und der Außenwand der Getriebeausgangswelle **6** ausgebildet und die inne-

ren peripheren Enden der pumpenseitigen Schieberlöcher **51a** und der motorseitigen Schieberlöcher **51b** stehen miteinander über diesen inneren Kanal **56** in Verbindung. Ferner ist in dem Ventilkörper **51** ein äußerer Kanal **57** ausgebildet, um die pumpenseitigen Schieberlöcher **51a** und die motorseitigen Schieberlöcher **51b** zu verbinden.

[0055] Es wird nun beschrieben, wie das genannte Verteilungsventil **50** funktioniert. Wenn die Antriebskraft der Maschine **E** auf das angetriebene Eingangsrad **5** zum Drehen des Pumpengehäuses **20** übertragen wird, so schwingt mit dieser Drehung das Pumpentaumelplattenelement **21**. Die mit der Taumelplattenfläche **21a** des Pumpentaumelplattenelements **21** in Kontakt und in Eingriff stehenden Pumpenkolben **23** bewegen sich in den Pumpenkolbenlöchern **22a** bei der Schwingung des Pumpentaumelplattenelements **21** axial hin und her. Wenn sich die Pumpenkolben **23** einwärts bewegen, so wird Arbeitsöl aus den Pumpenölkammern **23a** durch die Pumpenöffnungen **22b** ausgelassen und bei einer Auswärtsbewegung wird Arbeitsöl in die Pumpenkammern **23a** durch die Pumpenöffnungen **22b** eingesaugt.

[0056] In diesem Moment wird der pumpenseitige Nockenring **52**, welcher an der inneren Umfangsfläche **20b** des mit dem Ende des Pumpengehäuses **20** in Verbindung stehenden pumpenseitigen exzentrischen Elements **20a** angebracht ist, zusammen mit dem Pumpengehäuse **20** gedreht. Da jedoch der pumpenseitige Nockenring **52** bezüglich des Drehzentrums des Pumpengehäuses **20** exzentrisch ist, bewegen sich die pumpenseitigen Schieber **53** mit der Drehung des pumpenseitigen Nockenrings **52** in den pumpenseitigen Schieberlöchern **51a** radial hin und her. Wenn sich die pumpenseitigen Schieber **53** auf diese Weise hin und her bewegen und sich aus ihrer in **Fig. 5** und **Fig. 6** gezeigten Position in eine weiter innen liegende Position bewegen, so treten die pumpenseitigen Verbindungskanäle **51c** und der äußere Kanal **57** miteinander durch Schiebernuten **53a** in Verbindung. Wenn sich die pumpenseitigen Schieber **53** von ihrer in **Fig. 5** und **Fig. 6** gezeigten Position in eine weiter außen liegende Position bewegen, so treten die pumpenseitigen Kanäle **51c** und der innere Kanal **56** miteinander in Verbindung.

[0057] Wenn das Taumelplattenelement **21** mit der Rotation des Pumpengehäuses **20** schwingt und die Pumpenkolben **23** sich von ihrer äußersten Position (als „unterer Totpunkt“ bezeichnet) zu ihrer innersten Position (als „oberer Totpunkt“ bezeichnet) hin und her bewegen, so bewegt der pumpenseitige Nockenring **52** die pumpenseitigen Schieber **53** in radialer Richtung hin und her. Wenn sich demnach die Pumpenkolben **23** durch die Drehung des Pumpengehäuses **20** von ihrem unteren Totpunkt zu ihrem oberen Totpunkt bewegen und das Arbeitsöl in den Pumpenölkammern **23a** durch die Pumpenöffnungen **22b** aus-

gelassen wird, so fließt dieses Arbeitsöl durch den pumpenseitigen Verbindungskanäle **51c** und wird in den äußeren Kanal **57** geschickt. Bewegen sich andererseits die Pumpenkolben mit der Drehung des Pumpengehäuses **20** vom oberen Totpunkt zum unteren Totpunkt, so fließt das Arbeitsöl in dem inneren Kanal **56** durch die pumpenseitigen Verbindungskanäle **51c** und die Pumpenöffnungen **22b** in die Pumpenölkammern **23a**. Daher ist es verständlich, dass dann, wenn das Pumpengehäuse **20** sich dreht, das aus der Hydraulikpumpe P ausgelassene Arbeitsöl dem äußeren Kanal **57** zugeführt wird und Arbeitsöl durch den inneren Kanal **56** in die Hydraulikpumpe eingezogen wird.

[0058] Da andererseits der Motornockenring **54**, welcher an der inneren Umfangsfläche **91a** des motorseitigen exzentrischen Elements **91** angebracht ist, das mit dem Ende des Motorgehäuses **30** verschiebbar in Kontakt ist, bezüglich des Rotationszentrums des Motorzylinders **32** (Ausgangsrotor und Getriebeausgangswelle **6**) exzentrisch ist, bewegen sich die motorseitigen Schieber **55** dann, wenn das motorseitige exzentrische Element **91** in seiner Normalposition ist, in den motorseitigen Schieberlöchern **51b** mit der Drehung des Motorzylinders **32** radial hin und her. Wenn sich die motorseitigen Schieber **55** auf diese Weise hin und her bewegen und sich aus ihrer in **Fig. 5** und **Fig. 6** gezeigten Position zu einer weiter innen liegenden Position bewegen, so treten die motorseitigen Verbindungskanäle **51d** und der äußere Kanal **57** miteinander durch die Schiebernuten **55a** in Verbindung. Wenn sich die motorseitigen Schieber **55** aus ihrer in **Fig. 5** und **Fig. 6** gezeigten Position zu einer weiter außen liegenden Position hin bewegen, so treten die motorseitige Kanäle **51d** und der innere Kanal **56** miteinander in Verbindung. Der Fall, dass sich das motorseitige exzentrische Element **91** in seiner Verriegelungsposition befindet, wird später beschrieben und die hier gegebene Erläuterung basiert auf der Annahme, dass es sich in seiner Normalposition befindet.

[0059] Wie beschrieben, wird das aus der Hydraulikpumpe P ausgelassene Arbeitsöl in den äußeren Kanal **57** geschickt. Dieses Arbeitsöl strömt von den motorseitigen Verbindungskanälen **51d** durch die Motoröffnungen **32b** in die Motorölkammern **33a** und die Motorkolben **33** werden axial nach außen gedrückt. Die äußeren Enden der Motorkolben **33**, welche diese axial nach außen gerichtete Druckkraft empfangen, sind bei einer Schwingung des Motorschwingelements **35** verschiebbar in Kontakt mit einem Bereich zwischen dem oberen Totpunkt und dem unteren Totpunkt des Motortau-melplattenelements **31**. Der Motorzylinder **32** wird derart gedreht, dass diese axial nach außen gerichtete Druckkraft die Motorkolben **33** entlang des Motortau-melplattenelements **31** vom oberen Totpunkt zum unteren Totpunkt bewegt.

[0060] Wenn sich die Motorkolben **33** durch die Drehung des Motorzylinders **32** zwischen ihrer äußersten Position (als „unterer Totpunkt“ bezeichnet) und ihrer innersten Position (als „oberer Totpunkt“ bezeichnet) hin und her bewegen, so bewegt der motorseitige Nockenring **54** die motorseitigen Schieber **55** in radialer Richtung hin und her, um den Motorzylinder zu drehen. Wenn sich der Motorzylinder **32** auf diese Weise dreht und die Motorkolben **33** sich vom unteren Totpunkt zum oberen Totpunkt entlang des Motortau-melplattenelements **31** nach bewegen, so werden die Motorkolben **33** nach innen gedrückt und das Arbeitsöl in den Motorölkammern **33a** strömt durch die Motoröffnungen **32b** und dann durch die motorseitigen Verbindungskanäle **51d**, um in den inneren Kanal **56** geschickt zu werden. Das somit in den inneren Kanal **56** geschickte Arbeitsöl strömt durch die pumpenseitigen Verbindungskanäle **51c** und die Pumpenöffnungen **22b** in die Pumpenölkammern **23a**.

[0061] Aus der vorangehenden Beschreibung ist verständlich, dass dann, wenn das Pumpengehäuse **20** aufgrund der Drehantriebskraft der Maschine E dreht, Arbeitsöl aus der Hydraulikpumpe P in den äußeren Kanal **57** ausgelassen wird und zu dem Hydraulikmotor M geschickt wird, um den Motorzylinder **32** zu drehen. Das Arbeitsöl, welches den Motorzylinder **32** in Drehung versetzt hat, wird in den inneren Kanal **56** geschickt und durch den inneren Kanal **56** in die Hydraulikpumpe eingebracht. Ein geschlossener Hydraulikkreislauf, welcher die Hydraulikpumpe P und den Hydraulikmotor M auf diese Weise verbindet, ist durch das Verteilungsventil **50** gebildet und das mit einer Drehung der Hydraulikpumpe P aus der Hydraulikpumpe P ausgelassene Arbeitsöl wird durch den geschlossenen Hydraulikkreislauf in den Hydraulikmotor M geschickt, um den Motor anzutreiben (zu drehen). Weiter wird das durch das Antreiben des Hydraulikmotors M ausgelassene Arbeitsöl durch den geschlossenen Hydraulikkreislauf zurück in die Hydraulikpumpe P geschickt.

[0062] Wenn in diesem Fall die Hydraulikpumpe durch die Maschine E angetrieben wird und die Drehantriebskraft des Hydraulikmotors M auf die Räder übertragen wird, um das Fahrzeug anzutreiben, so dient der äußere Kanal **57** als ein Hochdruckölweg und der innere Kanal **56** dient als ein Niederdruckölweg. Andererseits wird jedoch bei einer Fahrt auf einer abfallenden Straße oder in einer Situation, in der die Radantriebskraft auf den Hydraulikmotor M übertragen wird, Drehantriebskraft der Hydraulikpumpe P auf die Maschine E übertragen und es findet eine Maschinenbremsung statt, wobei der innere Kanal **56** als ein Hochdruckölweg und der äußere Kanal **57** als ein Niederdruckölweg dienen.

[0063] Da zu diesem Zeitpunkt der Pumpenzylinder **22** und der Motorzylinder **32** mit der Getriebeausgangswelle **6** verbunden sind und sich zusammen-

drehen, dreht sich der Pumpenzylinder **22** ebenfalls mit der Drehung **32**, wie oben erwähnt, und die relative Drehzahl des Pumpengehäuses **20** und des Pumpenzylinders **22** nimmt ab. Die Relation zwischen der Drehzahl N_i des Pumpengehäuses **20** und der Drehzahl N_o der Getriebeausgangswelle **6** (nämlich die Drehzahl des Pumpenzylinders **22** und des Motorzylinders **32**) wird durch die folgende Gleichung (1) ausgedrückt, wobei V_p die Pumpenkapazität und V_m die Motorkapazität repräsentieren:

$$V_p \cdot (N_i - N_o) = V_m \cdot N_o \quad (1)$$

[0064] Die Motorkapazität V_m kann durch Steuern/Regeln der Schwingung des Motorschwingelements **35** über das Motorservosystem SV kontinuierlich variiert werden. Mit anderen Worten, wenn die Drehzahl N_i des Pumpentaumelplattenelements **21** in der obigen Gleichung (1) konstant ist, so wird die Drehzahl der Getriebeausgangswelle **6** durch kontinuierliches Verändern der Motorkapazität V_m kontinuierlich verändert. Somit ist ersichtlich, dass die Drehzahl durch Schwingen des Motorschwingelements **35** durch das Motorservosystem SV zum Verändern der Motorkapazität V_m verändert wird.

[0065] Wenn dabei der Schwingungswinkel des Motorschwingelements **35** reduziert wird, so wird die Motorkapazität V_m reduziert und wenn die Pumpenkapazität V_p konstant ist und die Drehzahl N_i des Pumpentaumelplattenelements **21** in der oben genannten Gleichung (1) konstant ist, so wird die Drehzahl der Getriebeausgangswelle **6** vergrößert, so dass sie sich der Drehzahl N_i des Pumpentaumelplattenelements **21** annähert. Tatsächlich wird eine kontinuierliche Verschiebung zur höchsten Getriebeleistung durchgeführt. Wenn der Winkel der Motortaumelplatte Null ist, wenn nämlich die Taumelplatte aufrecht steht, so ist theoretisch das Getriebeverhältnis (oberstes Getriebeverhältnis) $N_i = N_o$, was zu einem hydraulischen Sperrzustand führt, in welchem das Pumpengehäuse **20** sich zusammen mit dem Pumpenzylinder **22**, dem Motorzylinder **32** und der Getriebeausgangswelle **6** dreht, was zu einer mechanischen Kraftübertragung führt.

[0066] Eine kontinuierliche Variation der Motorkapazität, wie sie oben erwähnt wurde, wird durch Schwingen des Motorschwingelements **35** zur Veränderung des Winkels der Motortaumelplatte durchgeführt. Das Servomotorsystem SV, welches das Motorschwingelement **35** schwingt, wird nachfolgend hauptsächlich unter Bezugnahme auf [Fig. 10](#) beschrieben.

[0067] Das Motorservosystem SV weist eine Kugelschraubwelle **41** auf, welche sich in der Nähe des Arms **35a** des Motorschwingelements **35** befindet, sich parallel zur Getriebeausgangswelle **6** erstreckt und mittels Lager **40a** und **40b** drehbar am Getriebegehäuse HSG gehalten ist, sowie eine Kugelmutter

40, welche mit einem am Außenumfang dieser Kugelschraubwelle **41** vorgesehenen Außengewinde **41a** in Eingriff steht. Am Innenumfang der Kugelmutter **40** ist ein Innengewinde (Innengewinde) durch eine Vielzahl von durch einen Käfig in einem Gewindengang gehaltenen Kugeln ausgebildet und dieses Kugelinnengewinde steht in Eingriff mit dem Außengewinde **41a**. Die Kugelmutter **40** ist mit dem Arm **35a** des Motorschwingelements **35** verbunden und wenn sich die Kugelschraubwelle **41** dreht, so bewegt sich die Kugelmutter **40** auf der Kugelschraubwelle **41** nach links oder nach rechts, wodurch ein Schwingen des Motorschwingelements **35** bewirkt wird.

[0068] Um die Kugelschraubwelle **41** auf diese Weise zu drehen, ist an der äußeren Seitenfläche des Getriebegehäuses HSG ein Taumelplattensteuer-/Regelmotor (Elektromotor) **47** angebracht. Eine Zwischenwelle **43** verläuft parallel zur Antriebswelle **46** dieses Taumelplattensteuer-/Regelmotors **47** und ein Zwischengetriebeelement mit Rädern **44** und **45** ist drehbar an dieser Zwischenwelle **43** angebracht. Ein Rad **46a** ist an der Spitze der Antriebswelle **46** des Taumelplattensteuer-/Regelmotors **47** gebildet und kämmt mit dem Rad **45**. Andererseits ist ein Rad **42** mit einem Wellenteil **41b** als hervorstehender Abschnitt des linken Teils der Kugelschraubwelle **41** verbunden und dieses Rad **42** kämmt mit dem Rad **44**.

[0069] Wenn daher die Antriebswelle **46** nach Maßgabe einer Drehsteuerung/-regelung des Taumelplattensteuer/-regelmotors **47** gedreht wird, so wird diese Drehung auf das Rad **45** übertragen und danach überträgt das Rad **44**, welches sich zusammen mit dem Rad **45** dreht, diese Drehung auf das Rad **42**, um die Kugelschraubwelle **41** zu drehen. Wenn sich die Kugelschraubwelle **41** dreht, so bewegt sich die Kugelmutter **40** auf der Welle **41** nach links oder nach rechts und somit schwingt das Motorschwingelement **35**. Da die Drehung des Taumelplattensteuer/-regelmotors **47** durch die Räder **46a**, **45**, **44** und **42** auf die Kugelschraubwelle **41** auf eine solche Weise übertragen wird, kann das Übertragungsverhältnis durch geeignetes Einstellen des Getriebeverhältnisses dieser Räder frei eingestellt werden.

[0070] Wie in [Fig. 2](#) gezeigt ist, ist der Taumelplattensteuer/-regelmotor **47** nach außen hin freigelegt, und zwar in der Nähe der hinteren Seite eines proximalen Endabschnitts des hinteren Zylinders **1** der V-Zylindermaschine E. Der Zylinder **1** ist mit dem Getriebegehäuse HSG vereinigt und der Taumelplattensteuer/-regelmotor **47** befindet sich in dem Raum zwischen dem hinteren Zylinder **1** und dem Getriebegehäuse HSG. Da sich der Taumelplattensteuer/-regelmotor **47** in dem Raum zwischen dem hinteren Zylinder **1** und dem Getriebegehäuse HSG befindet, wird der Raum effektiv ausgenutzt: Der Motor ist abseits der Schwenkverbindungsachse **130a** des Schwenkarms **130** angeordnet und somit besteht keine Be-

schränkung für die Form des Schwenkarms, um ein Stören mit dem Schwenkarm **130** zu vermeiden. Ferner ist der Taumelplattensteuer/-regelmotor **47**, während das Fahrzeug fährt, gegen Wasserspritzer von der Unterseite der Fahrzeugkarosserie, gegen von oben kommende Regentropfen, gegen Staub und dergleichen geschützt. Ferner ist der Taumelplattensteuer/-regelmotor **47** etwas rechts der Mittellinie CL in horizontaler Richtung der Fahrzeugkarosserie angeordnet, wie in [Fig. 10](#) gezeigt, so dass während einer Fahrt des Fahrzeugs ein Luftstrom von vorn den Taumelplattensteuer/-regelmotor **47** effektiv trifft, um diesen effektiv zu kühlen.

[0071] In dem oben genannten hydraulischen kontinuierlich veränderlichen Getriebe CVT wird dann, wenn der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** verbunden sind, kein Hochdrucköl erzeugt und die Kraftübertragung zwischen der Hydraulikpumpe P und dem Hydraulikmotor M ist abgeschaltet. Mit anderen Worten wird die Kupplung dadurch gesteuert/geregelt, dass die Verbindung (Öffnung) zwischen dem inneren Kanal **56** und dem äußeren Kanal **57** gesteuert/geregelt wird. Für eine Steuerung/Regelung der Kupplung ist das hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT mit einer Kupplungsvorrichtung CL ausgerüstet. Die Kupplungsvorrichtung CL wird nachfolgend unter zusätzlicher Bezugnahme auf [Fig. 11](#) bis [Fig. 14](#) beschrieben.

[0072] Die Kupplungsvorrichtung CL ist gebildet aus: einem Rotor **60**, welcher mit dem Ende des Pumpengehäuses **20** durch einen Bolzen **60b** verbunden ist; Gewichten **61** (Kugeln oder Rollen), welche in einer Mehrzahl von radial und schräg an der Innenfläche des Rotors **60** verlaufenden Aufnahmekanälen aufgenommen sind; einem scheibenartigen Druckaufnehmer **62** mit einem den Aufnahmekanälen **60a** gegenübergestellten Arm **62a**; einer Feder **63**, welche den Druckaufnehmer **62** derart vorspannt, dass der Arm **62a** die Gewichte **61** in die Aufnahmekanäle **60a** presst; und einem Ventilschieber **70**, der in einer Verriegelungsaufnahme **62c** an einem Ende des Druckaufnehmers **62** verriegelt ist.

[0073] Der Rotor **60** weist ein Durchgangsloch **60c** mit der Rotationsmittelachse als Zentrum auf und der zylindrische Abschnitt **62b** des Druckaufnehmers **62** ist beweglich in das Durchgangsloch **60c** eingeführt und der Druckaufnehmer **62** ist axial bewegbar. Wenn somit das Pumpengehäuse **20** stillsteht und sich der Rotor **60** nicht dreht, so bewirkt die durch die Feder **63** auf den Druckaufnehmer **62** gegebene Vorspannkraft, dass der Arm **62a** die Gewichte **61** in die Aufnahmekanäle **60a** presst. Da sich die Aufnahmekanäle **60a**, wie gezeigt, schräg erstrecken, werden die Gewichte **61** radial nach innen gedrückt und der Druckaufnehmer **62** befindet sich in einer linken Position, wie dies in [Fig. 1](#) und [Fig. 11](#) gezeigt ist.

[0074] Wenn das Pumpengehäuse **20** in diesem Zustand gedreht wird und der Rotor **60** gedreht wird, so werden die Gewichte **61** in den Aufnahmekanälen **60a** durch eine Zentrifugalkraft radial nach außen gedrückt. Wenn die Gewichte **61** durch eine Zentrifugalkraft auf diese Weise radial nach außen gedrückt werden, so bewegen sich die Gewicht **61** schräg nach rechts entlang der Aufnahmekanäle **60a** und drücken den Arm **62a** nach rechts und der Druckaufnehmer **62** bewegt sich gegen die Vorspannung der Feder **63** nach rechts. Der Betrag der Rechtsbewegung des Druckaufnehmers **62** ändert sich in Abhängigkeit von der auf die Gewichte **61** wirkenden Zentrifugalkraft, d. h. in Abhängigkeit von der Drehzahl des Pumpengehäuses **20**. Wenn die Drehzahl oberhalb eines vorbestimmten Werts liegt, so bewegt sich der Druckaufnehmer **62** nach rechts in die in [Fig. 4](#) gezeigte Position. Der Ventilschieber **70**, welcher an der sich somit axial nach links und nach rechts bewegenden Verriegelungsaufnahme **62c** des Druckaufnehmers **62** verriegelt ist, ist in das Schieberloch **6d** eingesetzt, welches zum Ende der Kraftübertragungswelle **6** hin offen ist und sich axial erstreckt. Der Ventilschieber **70** bewegt sich also zusammen mit dem Druckaufnehmer **62** axial nach links oder nach rechts.

[0075] Daraus ist verständlich, dass der Rotor **60**, die Gewichte **61** und der Druckaufnehmer **62** ein Reglersystem bilden, welches eine axiale Reglerkraft entsprechend der Eingangsdrehzahl der Hydraulikpumpe P erzeugt, und zwar unter Verwendung der mit der Drehung des Pumpengehäuses **20** auf die Gewichte **61** einwirkenden Zentrifugalkraft.

[0076] Andererseits enthält die Getriebeausgangswelle **6**, wie im Detail in [Fig. 5](#), [Fig. 6](#) und [Fig. 11](#) bis [Fig. 14](#) illustriert ist: einen inneren Abzweigungsölweg **6a**, welcher von dem inneren Kanal **56** aus abzweigt und in Verbindung mit dem Schieberloch **6d** steht, sowie äußere Abzweigungsölwege **6b** und **6c**, welche durch einen von dem äußeren Kanal **57** abzweigenden Verbindungskanal **57a** mit dem Schieberloch **6d** verbunden sind, wobei die Getriebeausgangswelle **6** das Schieberloch **6d** aufweist. [Fig. 5](#) und [Fig. 12](#) entsprechend [Fig. 1](#), wobei gezeigt ist, dass der Druckaufnehmer **62** sich nach links bewegt hat und der Ventilschieber **70** sich nach links bewegt hat. In diesem Zustand sind der innere Abzweigungsölweg **6a** und der äußere Abzweigungsölweg **6c** durch die rechte Nut **72** des Ventilschiebers **70** verbunden und der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** sind verbunden. Andererseits entsprechen [Fig. 6](#) und [Fig. 14](#) der [Fig. 4](#), in welcher gezeigt ist, dass der Druckaufnehmer **62** sich nach rechts bewegt hat und der Ventilschieber **70** sich nach rechts bewegt hat. In diesem Zustand sind der innere Abzweigungsölweg **6a** und der äußere Abzweigungsölweg **6c** durch eine mittlere Erhebung **73** des Ventilschiebers **70** getrennt und der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** sind ebenfalls getrennt. [Fig. 13](#)

zeigt, dass der Ventilschieber **70** sich in seiner Neutralposition befindet.

[0077] Wenn das Pumpengehäuse **20** stillsteht oder sich nicht dreht, so bewegt sich der Ventilschieber **70**, wie oben erwähnt, nach links und somit sind der innere Abzweigungsölweg **6a** und der äußere Abzweigungsölweg **6c** verbunden und eine Kraftübertragung zwischen der Hydraulikpumpe P und dem Hydraulikmotor M ist gestoppt und die Kupplung ist gelöst. Wenn das Pumpengehäuse **20** in diesem Zustand gedreht wird, so bewegt sich der Druckaufnehmer **62** durch die auf die Gewichte **61** wirkende Zentrifugalkraft abhängig von der Drehzahl des Pumpengehäuses **20** allmählich nach rechts und der Ventilschieber **70** bewegt sich ebenfalls nach rechts. In der Folge trennt die mittlere Erhebung **73** des Ventilschiebers **70** allmählich den inneren Abzweigungsölweg **6a** und den äußeren Abzweigungsölweg **6c** und bringt die Kupplung allmählich in Eingriff.

[0078] Wenn bei dem hydrostatischen kontinuierlich veränderlichen Getriebe CVT gemäß dieser Ausführungsform die Maschine E das Pumpengehäuse **20** dreht und die Maschinendrehzahl gering ist (Leerlauf), so bewegt sich der Ventilschieber **70** nach links und die Kupplung ist gelöst. Wenn die Maschinendrehzahl ansteigt, so wird die Kupplung allmählich in Eingriff gebracht.

[0079] Der Ventilschieber **70** ist so konstruiert, dass die Beziehung zwischen dem Außendurchmesser d_1 seiner mittleren Erhebung **73** und dem Außendurchmesser d_2 seiner linken Erhebung **74** gegeben ist durch: $d_1 > d_2$. Wenn sich daher der Ventilschieber **70** nach rechts bewegt und die Kupplung in Eingriff gelangt, so drückt der Öldruck in dem äußeren Kanal **57**, welcher an der linken Nut **75** des Ventilschiebers **70** wirkt, den Ventilschieber **70** nach links. Diese nach links gerichtete Druckkraft ist abhängig von der Größe des auf die linke Nut **75** wirkenden Öldrucks und der Druckaufnahmeflächendifferenz, welche der Differenz zwischen den oben genannten Außendurchmessern d_1 und d_2 zuordenbar ist. Wenn diese Druckaufnahmeflächendifferenz konstant ist, so ist der Öldruck an der linken Nut **75** ein Öldruck in dem äußeren Kanal **57**, welcher in Abhängigkeit von der Antriebskraft variiert: umso größer die Antriebskraft ist, umso höher ist der Öldruck. Dies entspricht einem Öldruckbereitstellungsmittel, wie es in den Ansprüchen definiert ist.

[0080] Wie hieraus verständlich ist, wird eine Kupplungssteuerung/-regelung durch Bewegung des Ventilschiebers **70** durchgeführt, und zwar gemäß der Balance ($F_{gov} = F_p + F_{spg}$) zwischen der Reglerkraft (F_{gov}), welche durch eine an den Gewichten **61** in Abhängigkeit von der Drehzahl des Pumpengehäuses **20** wirkenden Zentrifugalkraft erzeugt wird, der Vorspannkraft der Feder **63** (F_{spg}) und der Press-

kraft (F_p), welche durch den an der linken Nut **75** des Ventilschiebers **70** wirkenden Öldruck erzeugt wird. Konkret wird die Kupplung derart gesteuert/regulated, dass sie bei einer hohen Drehzahl des Pumpengehäuses **20** in Eingriff gebracht wird und bei einem hohen Öldruck in dem äußeren Kanal **57** mit einer Kraft in Richtung Trennung der Kupplung beaufschlagt wird (da die von der Hydraulikpumpe P zum Hydraulikmotor M übertragene Antriebskraft zunimmt).

[0081] Ein Zwischenzustand zwischen dem Kupplungseingriffszustand und dem gelösten Zustand der Kupplung, oder ein teilweiser Kupplungseingriffszustand, ist in [Fig. 13](#) gezeigt. In diesem Zustand ist das rechte Ende **73a** der mittleren Erhebung **73** des Ventilschiebers **70** zum Teil verbunden mit dem äußeren Abzweigungsölweg **6b** und der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** sind zum Teil miteinander verbunden (teilweiser Kupplungseingriff). In diesem teilweisen Kupplungseingriffszustand werden der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** durch eine leichte axiale Bewegung des Ventilschiebers **70** verbunden oder getrennt. Die axiale Bewegung des Ventilschiebers **70** wird jedoch zwischen der Reglerkraft (F_{gov}), der Vorspannkraft und der Druckkraft durch Öldruck in der oben beschriebenen Weise ausbalanciert, so dass dann, wenn eine plötzliche Drosselklappenbetätigung die Druckkraft des Öldrucks schnell erhöhen sollte, der Ventilschieber **70** in Richtung eines Lösens der Kupplung reagieren würde und der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** würden wiederholt verbunden und getrennt werden, was eine stabile Übertragung von Antriebskraft erschwert.

[0082] Aus diesem Grund ist ein Puffermechanismus vorgesehen, um eine zu empfindliche Bewegung des Ventilschiebers **70** zu verhindern und den Kupplungsbetrieb zu stabilisieren. Dieser Puffermechanismus wird nachfolgend unter Bezugnahme auf [Fig. 11](#) sowie auch auf [Fig. 1](#) und [Fig. 4](#) beschrieben. Wie illustriert ist, ist eine Nut **76** zur Bildung der variablen Ölkammer links der linken Erhebung **74** des Ventilschiebers **70** vorgesehen und ein Führungsteil **71** mit einem Durchmesser, der kleiner ist als der der linken Erhebung **74**, ist links der Nut **76** zur Bildung der variablen Ölkammer vorgesehen. Der Führungsteil **71** ist in ein im linken Ende des Schieberlochs **6d** vorgesehenes Führungselement **77** eingesetzt und eine variable Ölkammer **78a** ist am Außenumfang der Nut **76** zur Bildung der variablen Ölkammer gebildet und durch das Schieberloch **6d**, das Führungselement **77** und die linke Erhebung **74** umgeben.

[0083] Ferner ist in dem Ventilschieber **70** ein axial verlaufendes Ölreservoir-Bildungsloch **70e** ausgebildet und das rechte Ende des Ölreservoir-Bildungsloch **70e** ist geöffnet, wobei dort ein Modulationsventil **150** angeordnet ist, und sein linkes Ende ist geschlossen, wobei dort eine Mündung **70d** ausgebil-

det ist. Demzufolge ist das Ölreservoir-Bildungsloch **70e** durch das Modulatorventil **150** geschlossen, so dass ein Ölreservoirkammer **78b** gebildet ist. In dem Ventilschieber **70** ist ein Verbindungsloch **70c** ausgebildet, welches die Nut **76** zur Bildung der variablen Ölkammer und das Ölreservoir-Bildungsloch **70e** verbindet, und die variable Ölkammer **78a** und die Ölreservoirkammer **78b** werden miteinander durch das Verbindungsloch **70c** verbunden.

[0084] Die variable Ölkammer **78a** und die Ölreservoirkammer **78b**, welche auf diese Weise durch das Verbindungsloch **70c** verbunden sind, bilden einen Puffermechanismus. Wie dieser funktioniert, wird im Folgenden beschrieben. Wenn sich der Ventilschieber **70** in axialer Richtung nach links bewegt, so nimmt die Kapazität der variablen Ölkammer **78a** ab, da das Führungselement **77** in dem Schieberloch **6d** befestigt ist und somit wird das Arbeitsöl in der Ölkammer durch die linke Erhebung **74** komprimiert. Da zu diesem Zeitpunkt die Kapazität der Ölreservoirkammer **78b** nicht verändert werden kann, wirkt diese Komprimierungskraft der Bewegung des Ventilschiebers **70** entgegen, um die Bewegung zurückzuhalten und zu verlangsamen. Wenn sich der Ventilschieber **70** andererseits in axialer Richtung nach rechts bewegt, so nimmt die Kapazität der variablen Ölkammer **78a** zu, durch ein Einstellen (Reduzieren) des Durchmessers des Verbindungslochs **70c** wirkt jedoch eine Widerstandskraft der Kraft zum Vergrößern der Kapazität entgegen, um die Bewegung des Ventilschiebers **70** zurückzuhalten und zu verlangsamen.

[0085] Obwohl das linke Ende des Ölreservoir-Bildungslochs **70e** geschlossen ist, weist es doch eine Mündung **70d** auf. Durch die Mündung **70d** strömt Öl und die Größe der oben genannten Widerstandskraft wird durch die Mündung **70d** gesteuert. Die Mündung **70d** ist zur Verriegelungsverbindung zwischen der Verriegelungsaufnahme **62c** des Druckaufnehmers **62** und dem linken Ende des Ventilschiebers **70** hin offen, so dass die Verriegelungsverbindung mit durch die Mündung **70d** ausgelassenem Öl geschmiert wird.

[0086] In diesem Puffermechanismus ist ein Modulatorventil **150** vorgesehen, um die variable Ölkammer **78a** und die Ölreservoirkammer **78b** mit Arbeitsöl zu füllen, und dieses wird nachfolgend unter Bezugnahme auf [Fig. 12](#) bis [Fig. 14](#) beschrieben. Die rechte Nut **72** des Ventilschiebers **70** weist ein Verbindungsloch **70a** auf, welches mit dem Modulatorventil **150** in Verbindung steht, und Arbeitsöl in der rechten Nut **72** strömt durch das Verbindungsloch **70a** in das Modulatorventil **150**. Das Modulatorventil ist aus einem so genannten „Reduzierventil“ gebildet und Arbeitsöl in der rechten Nut **72** wird der Ölreservoirkammer **78b** zugeführt, um den Öldruck in der Reservoirkammer **78b** bei einem durch das Modulatorventil **150** eingestellten vorbestimmten niedrigen Druck zu halten. So-

mit werden die variable Ölkammer **78a** und die Ölreservoirkammer **78b** stets mit Arbeitsöl gefüllt, dessen vorbestimmter niedriger Druck durch das Modulatorventil **150** eingestellt wird.

[0087] Das Öl in der Ölreservoirkammer **78b** wird hier stets über die Mündung **70d** ausgelassen, somit wird durch das Modulatorventil **150** so viel Nachfüllöl zugeführt wie ausgelassen wird. Da dieses Nachfüllöl aus der rechten Nut **72** kommt und die rechte Nut **72** entsprechend dem Kupplungseingriffszustand mit dem Niederdruckölweg **56** und dem Hochdruckölweg **57** in Verbindung steht, wird Arbeitsöl in dem Niederdruckölweg **56** und den Hochdruckölweg **57**, d. h. Arbeitsöl in dem geschlossenen Hydraulikkreislauf, als Nachfüllöl verwendet. Somit wird Arbeitsöl stets in der Menge aus dem geschlossenen Hydraulikkreislauf ausgelassen und durch frisches Arbeitsöl ersetzt, die der zum Nachfüllen benötigten Menge entspricht (dieses Arbeitsölaustauschsystem wird später beschrieben), wodurch ein Anstieg der Temperatur des Arbeitsöls in dem geschlossenen Kreislauf verhindert wird.

[0088] Ferner weist der Ventilschieber **70** ein Auslassloch **70b** auf, welches von der Ölreservoirkammer **78b** (dem Ölreservoirkammer-Bildungsloch **70e**) zur Außenfläche der linken Erhebung **74** verläuft, und die Getriebeausgangswelle **6** weist ein Auslassloch **6e** auf, welches von dem Schieberloch **6d** zur Außenseite hin verläuft. Wenn der Ventilschieber **70** sich in einer Position teilweisen Kupplungseingriffs befindet, wie dies in [Fig. 13](#) gezeigt ist, so sind die Auslasslöcher **70b** und **6e** über eine Außenumfangsnut **70f** des Ventilschiebers **70** verbunden. Folglich wird in dem teilweisen Kupplungseingriffszustand Arbeitsöl in der Ölreservoirkammer **78b** durch die Auslasslöcher **70b** und **6e** nach außen ausgelassen.

[0089] Wie oben beschrieben wurde, sind der innere Kanal **56** und der äußere Kanal **57** in dem teilweisen Kupplungseingriffszustand teilweise verbunden und in dem geschlossenen Hydraulikkreislauf strömt Arbeitsöl durch diesen verbundenen Bereich von dem Hochdruckölweg zum Niederdruckölweg, so dass die Temperatur des Arbeitsöls in dem geschlossenen Hydraulikkreislauf schnell ansteigt. Wenn jedoch Arbeitsöl in der Ölreservoirkammer **78b** durch die Auslasslöcher **70e** und **6e** in dem teilweisen Kupplungseingriffszustand zur Außenseite hin ausgelassen wird, wird so viel Nachfüllöl durch das Modulatorventil **150** zugeführt, wie ausgelassen wurde. Da das Nachfüllöl von der rechten Nut **72** kommt und die rechte Nut **72** entsprechend dem Kupplungseingriffszustand mit dem Niederdruckölweg **56** und dem Hochdruckölweg **57** in Verbindung steht, wird Arbeitsöl in dem Niederdruckölweg **56** und dem Hochdruckölweg **57**, d. h. Arbeitsöl in dem geschlossenen Hydraulikkreislauf, als Nachfüllöl verwendet. Somit wird Arbeitsöl in dem geschlossenen Hydraulikkreis-

lauf stets in der zum Nachfüllen benötigten Menge ausgelassen und mit frischem Arbeitsöl ersetzt, (dieses Arbeitsölaustauschsystem wird später beschrieben), wodurch effektiv ein Anstieg der Temperatur des Arbeitsöls in dem geschlossenen Kreislauf, insbesondere im teilweisen Kupplungseingriffszustand, verhindert wird.

[0090] Das oben genannte hydrostatische kontinuierlich veränderliche Getriebe CVT weist einen Blockiermechanismus **90** auf, in welchem dann, wenn das Übersetzungsverhältnis gleich 1,0 ist oder die Eingangsdrehzahl der Hydraulikpumpe O und die Ausgangsdrehzahl des Hydraulikmotors M gleich sind, der geschlossene Hydraulikkreislauf geschlossen wird, um einen Blockierzustand zu erzeugen. Der Blockiermechanismus **90** wird nachfolgend unter Bezugnahme auf [Fig. 15](#) bis [Fig. 17](#) beschrieben. Wie bereits erwähnt, weist der Blockiermechanismus **90** ein motorseitiges exzentrisches Element **91** auf, welches verschiebbar an einem Ende des Motorgehäuses **30b** angebracht ist. Das motorseitige exzentrische Element **91** ist insgesamt ringförmig und der motorseitige Nockenring **54** ist innerhalb seiner inneren Umfangsfläche **91a** angebracht. Eine Halterung **91a** ist am oberen Ende des motorseitigen exzentrischen Elements **91** gebildet und die Halterung **91a** ist schwenkbar mit dem Motorgehäuse **30b** über einen Halterungsstift **92** verbunden, sodass das motorseitige exzentrische Element **91** in bezug auf das Motorgehäuse **30b** um den Halterungsstift **92** schwingen kann.

[0091] Damit das motorseitige exzentrische Element **91** schwingen kann, ist am Motorgehäuse **30b** unterhalb des motorseitigen exzentrischen Elements **91** ein Blockierbetätiger LA montiert. Der Blockierbetätiger LA ist zusammengesetzt aus: einem am Motorgehäuse **30b** befestigten Zylinder **96**, einem verschiebbar in dem Zylinderloch des Zylinders **96** eingesetzten Kolben **94**, einem Abdeckelement **95**, welches an dem Zylinder **96** derart angebracht ist, dass es das Zylinderloch abdeckt, sowie einer Feder **97**, welche den Kolben **94** in Richtung zu dem Abdeckelement **95** hin vorspannt. Das Innere des Zylinderlochs ist durch den Kolben **94** in zwei Teile unterteilt: eine Blockier-Arbeitsölkammer **96a** und eine Blockieraufhebungskammer **96b**, wobei eine Feder **97** in der Blockieraufhebungskammer **96b** angeordnet ist. Ein Ende des Kolbens **94** steht nach außen aus dem Zylinder **96** vor und der vorstehende Abschnitt **94a** ist über einen Verbindungsstift **93** schwenkbar mit einer Verbindung **91b** verbunden, welche unterhalb des motorseitigen exzentrischen Elements **91** ausgebildet ist.

[0092] Wenn in diesem Blockiermechanismus **90** der Öldruck in der Blockier-Arbeitsölkammer **96a** reduziert wird, so bewegt die Vorspannkraft der Feder **97** in der Blockieraufhebungskammer **96b** den Kolben **94** zu dem Abdeckelement **95**. Wie in [Fig. 16](#) ge-

zeigt ist, berührt in diesem Moment die Verbindung **91b** die äußere Endfläche **96c** des Zylinders **96** und in diesem Zustand liegt das Zentrum C2 der inneren Umfangsfläche **91a** des motorseitigen exzentrischen Elements **91** exzentrisch zum Zentrum C1 der Getriebeausgangswelle **6** und des Ausgangsrotors (Motorzylinder **32**) und das motorseitige exzentrische Element **91** befindet sich in seiner Normalposition.

[0093] Wird andererseits der Blockier-Arbeitsölkammer **96a** Blockierarbeitsöldruck zugeführt, so bewegt dieser Öldruck den Kolben **94** (in der Abbildung) nach rechts gegen den Druck dieses Öls und somit steht der Vorsprung **94a** weiter vor. Dadurch wird das motorseitige exzentrische Element **91** um den Halterungsstift **95** als Zentrum herum entgegen dem Uhrzeigersinn (in der Figur) geschwungen und, wie in [Fig. 17](#) gezeigt ist, eine an einer Seite des motorseitigen exzentrischen Elements **91** ausgebildete Kontaktfläche **91c** berührt eine Kontaktfläche **98a** eines integral mit dem Motorgehäuse **30a** ausgebildeten Positioniervorsprungs **98**. In diesem Zustand fällt das Zentrum C2 der inneren Umfangsfläche **91a** des motorseitigen exzentrischen Elements **91** mit dem Zentrum C1 der Getriebeausgangswelle **6** und des Ausgangsrotors (Motorzylinder **32**) zusammen und das motorseitige exzentrische Element **91** befindet sich in seiner Blockierposition.

[0094] Wie aus den Strukturen des beschriebenen Hydraulikmotors M und des beschriebenen Verteilungsventils **50** verständlich ist, fällt dann, wenn das motorseitige exzentrische Element **91** sich in seiner Blockierposition befindet, das Zentrum des in dessen innerer Umfangsfläche **91a** eingesetzten motorseitigen Nockenrings **54** mit dem Rotationszentrum des Motorzylinders **32** zusammen und selbst dann, wenn sich der Motorzylinder **32** dreht, bewegen sich die motorseitigen Schieber **55** nicht hin und her und die Hochdruckölzuführung zum Motorkolben **33** wird gestoppt. Zu diesem Zeitpunkt besteht eine Verbindung zwischen dem Niederdruckölweg **56** und dem Hochdruckölweg **57**. Somit kann ein Druckverlust oder ein Auslaufen von Arbeitsöl der Motorkolben **33**, ein mechanischer Energieverlust der Lager oder dergleichen durch fehlendes Einwirken eines hohen Drucks an den Motorkolben **33** sowie der Verschiebungswiderstand der pumpenseitigen Schieber **53** reduziert werden, was zu einer Verbesserung der Kraftübertragungseffizienz führt.

[0095] Als nächstes wird ein Nachfüllsystem, welches das geschlossene Hydrauliksystem mit Arbeitsöl nachfüllt, unter Bezugnahme auf die [Fig. 12](#) bis [Fig. 14](#) und [Fig. 18](#) beschrieben. Wie in [Fig. 18](#) gezeigt ist, wird die Arbeitsölnachfüllung durch eine Ölpumpe OP durchgeführt (siehe [Fig. 3](#)). Öl, welches aus der durch die Maschine E angetriebenen Ölpumpe OP ausgelassen wird, strömt durch einen Ölweg in dem Getriebegehäuse HSG in einen Ölweg **160**,

welcher sich axial in der Getriebeausgangswelle **6** erstreckt. Ein Ende des Ölwegs **160** ist mit einem Ölweg **161** verbunden, welcher radial in der Getriebeausgangswelle **6** verläuft und zum Außenumfang hin geöffnet ist. Der Ölweg **161** führt ferner zu Ölwegen **162a**, **162b** und **162c**, welche axial in dem Ausgangsrotor (Motorzylinder **32**, Ventilkörper **51** und Pumpenzylinder **22**) verlaufen, und in einem Ende des Ölwegs **162c** ist eine Mündung **164** vorgesehen, welche mit der Außenumgebung in Verbindung steht, so dass das Innere des Getriebes mit Arbeitsöl geschmiert wird, welches aus der Mündung **164** auströmt.

[0096] Der Pumpenzylinder **22** enthält ein erstes Rückschlagventil **170a** zum Zuführen von Öl in den äußeren Kanal **57** und ein erstes Überdruckventil **175a** zum Ablassen von Arbeitsöl, wenn der Öldruck in dem äußeren Kanal **57** einen vorbestimmten Wert überschreitet, wie in **Fig. 12** bis **Fig. 14** gezeigt ist. Ferner enthält er außerdem ein zweites Rückschlagventil **170b** zum Zuführen von Öl in den inneren Kanal **56** und ein zweites Überdruckventil **175b** zum Ablassen von Arbeitsöl, wenn der Öldruck in dem äußeren Kanal **57** einen vorbestimmten Wert überschreitet, wobei diese Ventile von ähnlicher Struktur wie das erste Rückschlagventil **170a** und das erste Überdruckventil **175a**.

[0097] Wie illustriert ist, enthält der Pumpenzylinder **22** einen Ölweg **163a**, welcher den Ölweg **162c** und das erste Rückschlagventil **170a** verbindet, so dass Arbeitsöl, welches von der Ölpumpe OP zugeführt wird, durch das erste Rückschlagventil **170a** dem äußeren Ölweg **57** je nach Bedarf zugeführt wird (wenn Arbeitsöl aus dem geschlossenen Hydraulikkreislauf ausläuft). Es sind eine Mehrzahl von Ölwegen **162a**, **162b** und **162c** vorgesehen. Der Pumpenzylinder **22** enthält einen Ölweg **163b**, welcher den Ölweg **162c** und das zweite Rückschlagventil **170b** verbindet, so dass von der Ölpumpe OP zugeführtes Arbeitsöl durch das zweite Rückschlagventil **170b** dem inneren Ölweg **56** je nach Bedarf zugeführt wird (wenn Arbeitsöl aus dem geschlossenen Hydraulikkreislauf ausläuft).

[0098] Wenn andererseits der Öldruck in dem äußeren Kanal **57** einen durch ein Vorspannmittel gesetzten Wert überschreitet, so wird aus dem ersten Überdruckventil **175a** abgelassenes Arbeitsöl in einen Rückführölweg **165a** ausgelassen, welcher in dem Pumpenzylinder **22** ausgebildet ist. Der Rückführölweg **165a** steht mit einem ringförmigen Ölweg **166** in Verbindung, welcher ringförmig in der Außenumfangsfläche der Getriebeausgangswelle **6** ausgebildet ist und von dem mit dem Pumpenzylinder **22** umgeben ist, wenn dieser an der Getriebeausgangswelle **6** angebracht wird. Der Ölweg **166** ist durch den Ölweg **163a** mit dem Ölweg **162c** verbunden. Daraus ergibt sich, dass aus dem ersten Überdruckven-

til **175a** abgelassenes Arbeitsöl in einen Nachfüllöl-Zuführungsölweg ausgelassen wird, welchem Öl von der Ölpumpe OP zugeführt wird. Ferner wird Arbeitsöl, welches aus dem zweiten Überdruckventil **175b** abgelassen wird, ebenfalls in den Ölweg **162c** ausgelassen, d. h. in einen Nachfüllöl-Zuführungsölweg von dem Rückführölweg **165b** über den ringförmigen Ölweg **166** und den Ölweg **163b**, obwohl dies nicht gezeigt ist.

[0099] Von dem ersten und dem zweiten Überdruckventil **175a** und **175b** abgelassenes Arbeitsöl strömt durch die Rückführungsölwege **165a** und **165b**, um in den Nachfüllöl-Zuführölweg **162c** ausgelassen zu werden. Da abgelassenes Öl nicht in den geschlossenen Hydraulikkreislauf zurückkehrt, wird verhindert, dass die Temperatur von Öl in dem geschlossenen Hydraulikkreislauf ansteigt. Der Öldruck in dem Nachfüllöl-Zuführölweg **162c** bleibt stabil, so dass Arbeitsöl in dem Hochdruckölweg auf effiziente Weise abgelassen wird.

[0100] Der Nachfüllöl-Zuführölweg erstreckt sich von der Getriebeausgangswelle **6** in den Ausgangsrotor, das erste und das zweite Überdruckventil **175a** und **175b** und die Rückführölwege **165a**, **165b** befinden sich in dem Pumpenzylinder **22** und die Rückführölwege **165a** und **165b** sind mit dem Nachfüllöl-Zuführölweg **162c** in dem Pumpenzylinder **22** verbunden, so dass die Rückführölwege **165a** und **165b** verkürzt werden können, um es dem Pumpenzylinder **22** zu ermöglichen, die Hochdruck-Überdruckstruktur in einer kompakten Weise unterzubringen. Im Übrigen sind die Rückführölwege **165a** und **165b** mit dem Nachfüllöl-Zuführölweg **162c** (und **163a** und **163b**) durch den ringförmigen Ölweg **166** verbunden, welcher sich in Umfangsrichtung im Berührungsbereich mit dem Pumpenzylinder **22** an der Außenumfangsfläche der Getriebeausgangswelle **6** erstreckt, und die Ölwegverbindungsstruktur in diesem Teil ist einfach gestaltet.

[0101] Die vorstehende Beschreibung war auf eine Ausführungsform als Motorrad gerichtet, welches ein kontinuierlich veränderliches Getriebe gemäß der vorliegenden Erfindung einsetzt. Die vorliegende Erfindung ist jedoch nicht auf Motorräder beschränkt, sondern kann auf verschiedene Antriebsübertragungsmechanismen, wie etwa für Fahrzeuge, einschließlich Fahrzeugen mit vier Rädern und Autos sowie Maschinen für allgemeine Zwecke, eingesetzt werden.

[0102] Zur Gewährleistung der Steuerung/Regelung der Öffnungs- und Schließbetätigungen eines Kuppelungsventils wird in einem hydrostatischen kontinuierlich veränderlichem Getriebe CVT vorgeschlagen, dass eine Hydraulikpumpe P mit einem Hydraulikmotor durch einen geschlossenen Hydraulikkreislauf verbunden ist, um die Kapazität des Hydraulikmo-

tors zu verändern, so dass die Geschwindigkeit eines Motorrads kontinuierlich verändert wird. Eine Kupplungsvorrichtung CL umfasst ein Kupplungsventil (Ventil umfassend einen Ventilschieber **70**) zum Verbinden und Trennen eines hochdruckseitigen Ölkanals und eines niederdruckseitigen Ölkanals, welche den geschlossenen Hydraulikkreislauf bilden, einen Reglermechanismus zum Erzeugen einer der Eingangsdrehzahl der Hydraulikpumpe P entsprechenden Reglerkraft und zum Anlegen dieser Reglerkraft in der Schließrichtung des Kupplungsventils, eine Feder **63** zum Ausüben einer Spannkraft in die Öffnungsrichtung des Kupplungsventils sowie einen Puffermechanismus, welcher eine variable Ölkammer **78a** und eine Ölreservoirkammer **78b** zum Dämpfen der Öffnungs- und Schließbewegungen des nach Maßgabe der Reglerkraft und der Spannkraft betätigten Kupplungsventils aufweist.

Bezugszeichenliste

CVT	hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe
P	Hydraulikpumpe
M	Hydraulikmotor
6	Getriebeausgangswelle
6d	Schieberloch
60	Rotor (Reglermechanismus)
61	Gewicht (Reglermechanismus)
62	Druckaufnehmer (Reglermechanismus)
63	Feder (Spannmittel)
70	Ventilschieber
70d	Mündung (Arbeitsölauslassloch)
78a	variable Ölkammer
78b	Ölreservoirkammer

Patentansprüche

1. Kupplungsvorrichtung (CL) für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT), welches derart ausgebildet ist, dass eine Hydraulikpumpe (P) und ein Hydraulikmotor (M) miteinander durch einen geschlossenen Hydraulikkreislauf (**50**, **56**, **57**) verbunden sind, wobei die Kapazität der Hydraulikpumpe (P) oder/und des Hydraulikmotors (M) derart gesteuert/geregelt ist, dass eine Eingangsdrehung der Hydraulikpumpe (P) verändert und als Ausgangsdrehung des Hydraulikmotors (M) ausgegeben wird, wobei die Kupplungsvorrichtung (CL) umfasst: ein Kupplungsventil (**70**) zum Verbinden und Trennen eines hochdruckseitigen Ölkanals (**57**) und eines niederdruckseitigen Ölkanals (**56**), welche den geschlossenen Hydraulikkreislauf (**50**, **56**, **57**) bilden, um die Übertragung einer Drehung von der Hydraulikpumpe (P) auf den Hydraulikmotor (M) zu steuern/regeln; einen Reglermechanismus (**61**, **62**), um unter Verwendung einer durch die Eingangsdrehung der Hydraulikpumpe (P) erzeugten Zentrifugalkraft eine der

Eingangsdrehzahl der Hydraulikpumpe (P) entsprechende Reglerkraft (Fgov) zu erzeugen und diese Reglerkraft (Fgov) in Schließrichtung des Kupplungsventils (**70**) wirken zu lassen; Spannmittel (**63**), um eine Spannkraft (Fspg) in Öffnungsrichtung des Kupplungsventils (**70**) wirken zu lassen; und einen Puffermechanismus (**78a**, **78b**, **70c**) zum Dämpfen der Öffnungs- und Schließbewegungen des nach Maßgabe der Reglerkraft (Fgov) und der Spannkraft (Fspg) betätigten Kupplungsventils (**70**), **dadurch gekennzeichnet**, dass das Kupplungsventil (**70**) derart eingerichtet ist, dass ein Ventilschieber (**70**) beweglich in einem Schieberloch (**6d**) angeordnet ist, das in axialer Richtung einer Trägerwelle (**6**) zum drehbaren Tragen der Hydraulikpumpe (P) und des Hydraulikmotors (M) ausgebildet ist, so dass der hochdruckseitige Ölkanal (**57**) und der niederdruckseitige Ölkanal (**56**) nach Maßgabe der Bewegung des Ventilschiebers (**70**) in dem Schieberloch (**6d**) verbunden oder getrennt werden.

2. Kupplungsvorrichtung (CL) für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT) nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Puffermechanismus (**78a**, **78b**, **70c**) eine variable Ölkammer (**78a**) aufweist, welche von der Innenwand des Schieberlochs (**6d**) und der Außenwand des Ventilschiebers (**70**) umgeben ist und deren Kapazität durch die Bewegung des Ventilschiebers (**70**) verändert wird, sowie eine Ölreservoirkammer (**78b**) aufweist, welche mit der variablen Ölkammer (**78a**) verbunden ist und in dem Ventilschieber (**70**) ausgebildet ist.

3. Kupplungsvorrichtung (CL) für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT) nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass ein Ölkanal mit einer mit der Ölreservoirkammer (**78b**) verbundenen Mündung (**70b**) in dem Ventilschieber (**70**) ausgebildet ist, um durch diese Öl in die Ölreservoirkammer (**78b**) auszulassen, so dass ein Widerstand gegen eine Änderung der Kapazität der variablen Ölkammer (**78a**) bereitgestellt wird und die Bewegung des Ventilschiebers (**70**) gedämpft wird.

4. Kupplungsvorrichtung (CL) für ein hydrostatisches kontinuierlich veränderliches Getriebe (CVT) nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass der Ölkanal in dem Ventilschieber (**70**) derart ausgebildet ist, dass er zu einem Verbindungsabschnitt (**62c**) zum Verbinden des Reglermechanismus (**62**) mit dem Ventilschieber (**70**) hin offen ist.

Es folgen 16 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig. 1

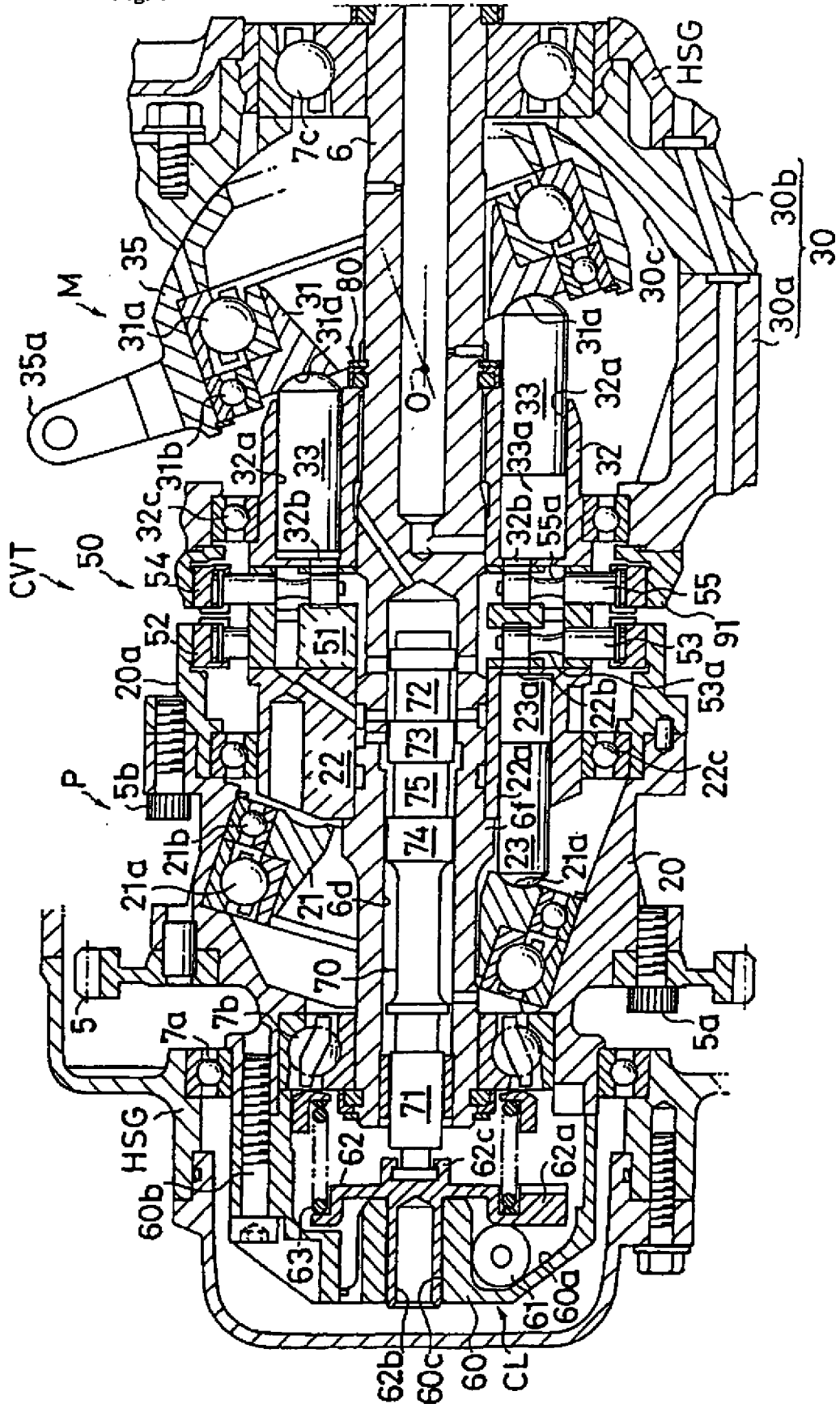


Fig. 2

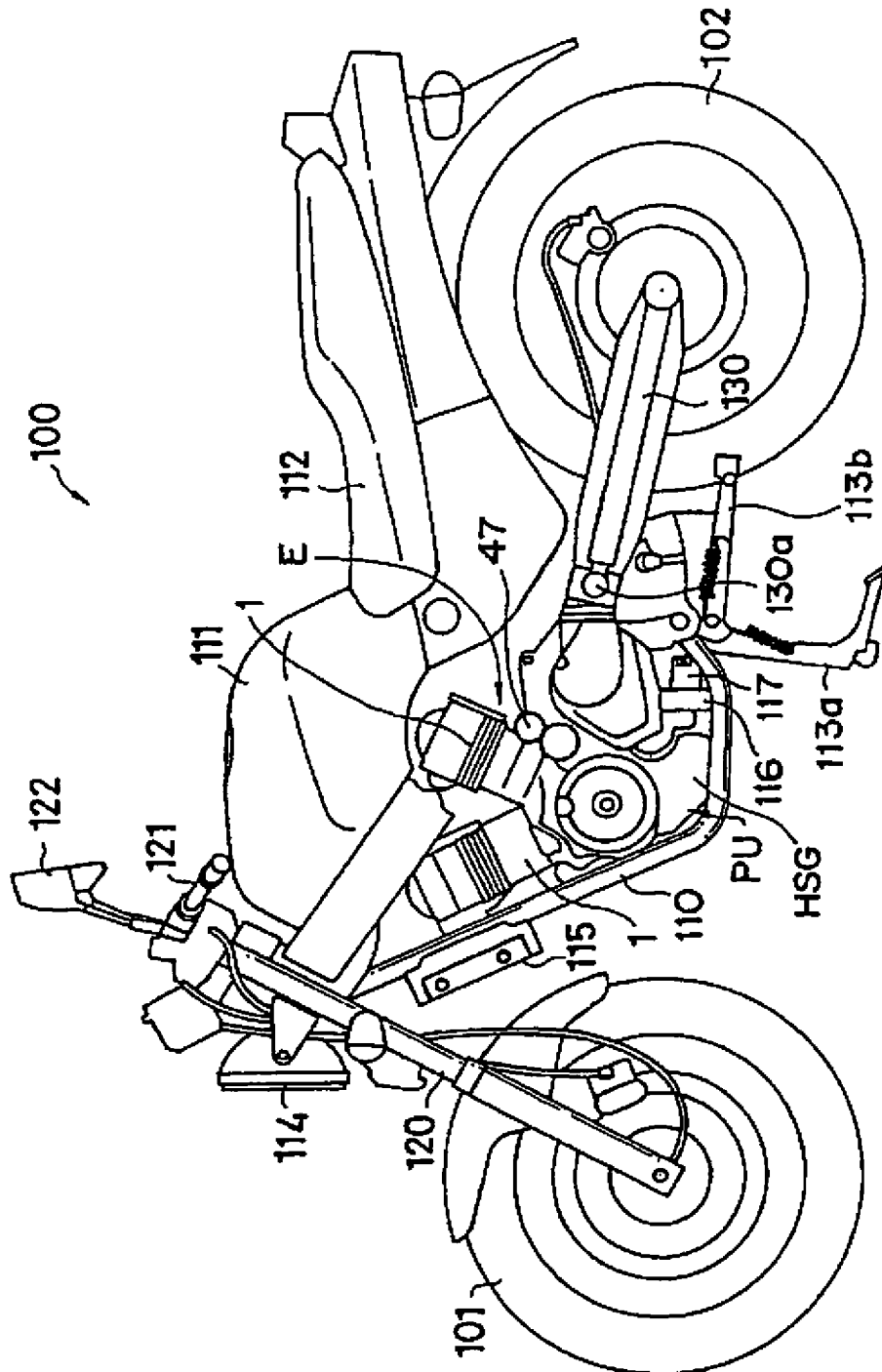


Fig. 3

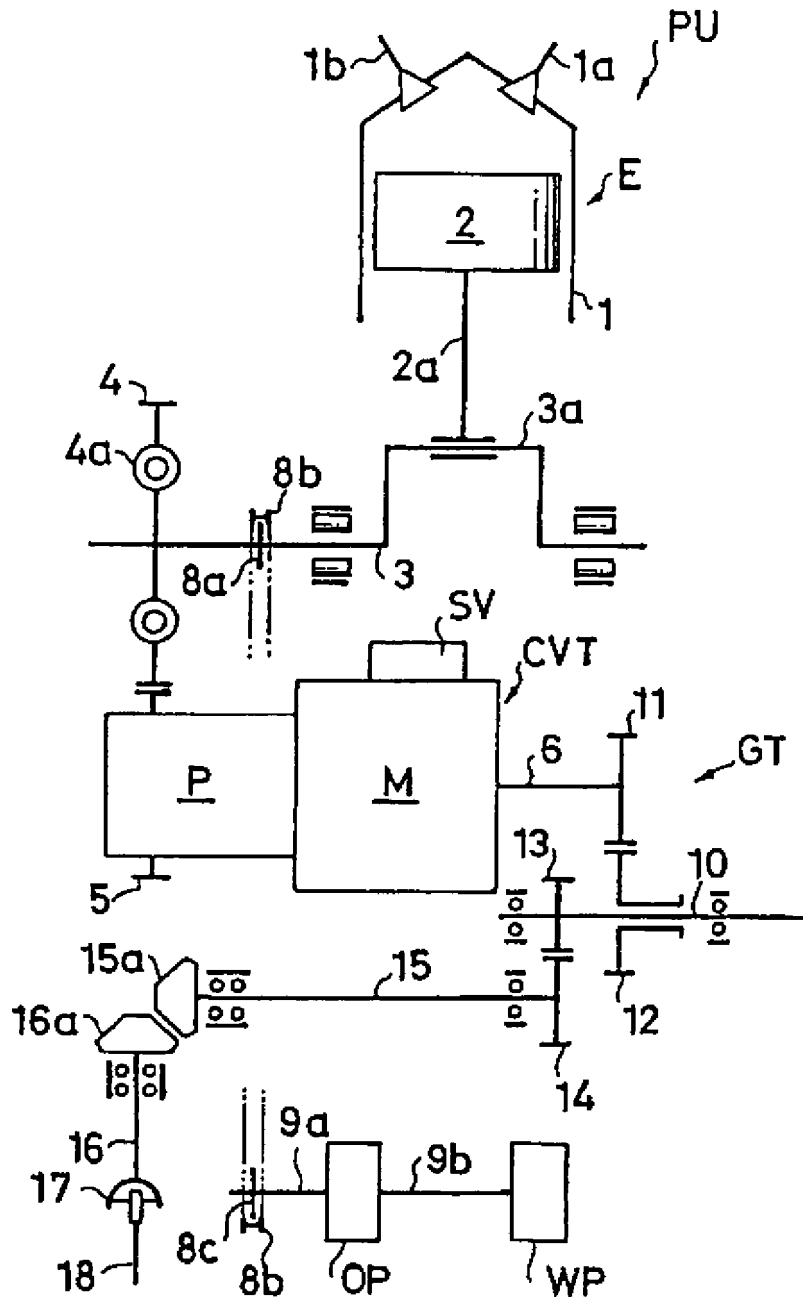


Fig. 4

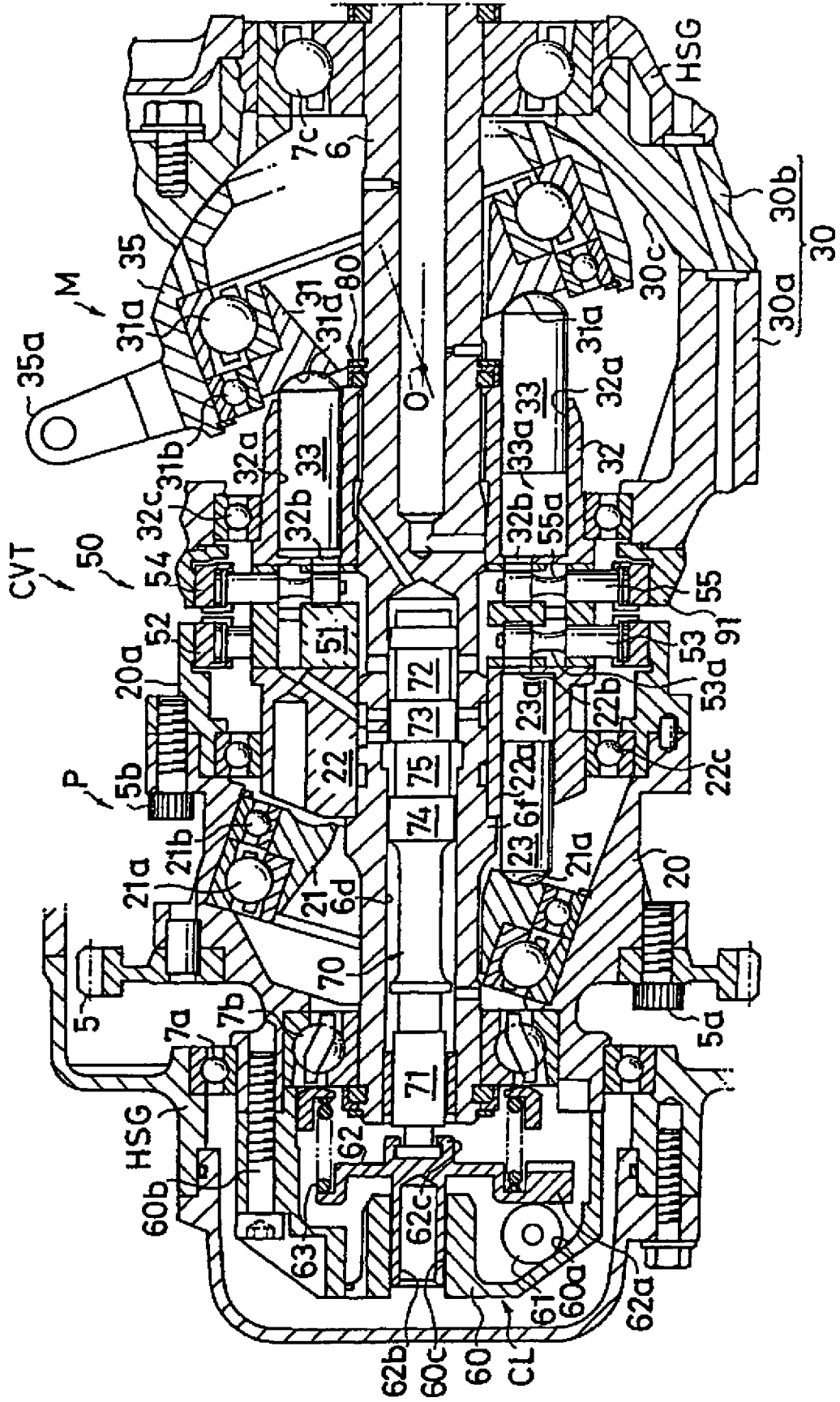
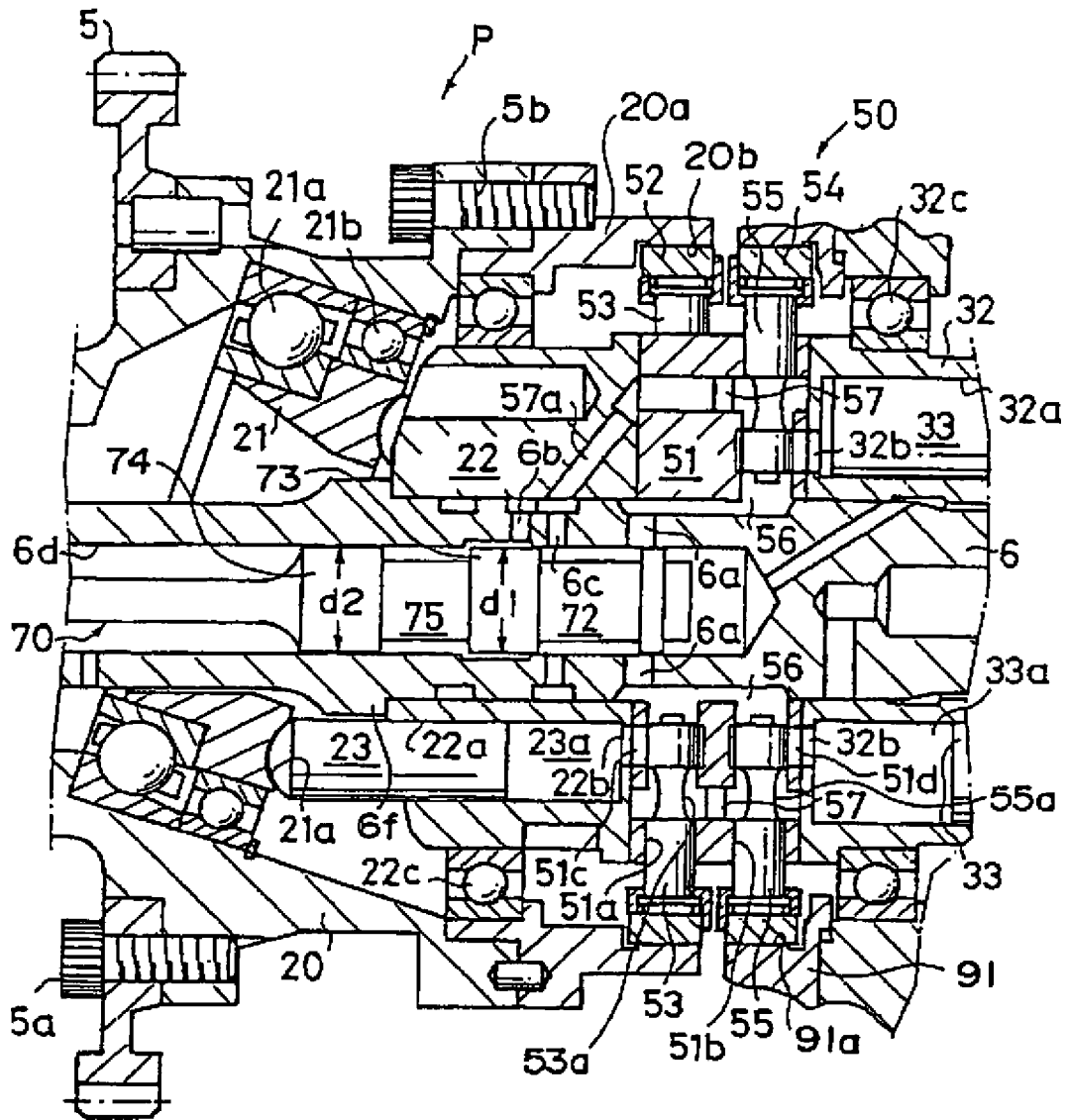


Fig. 5



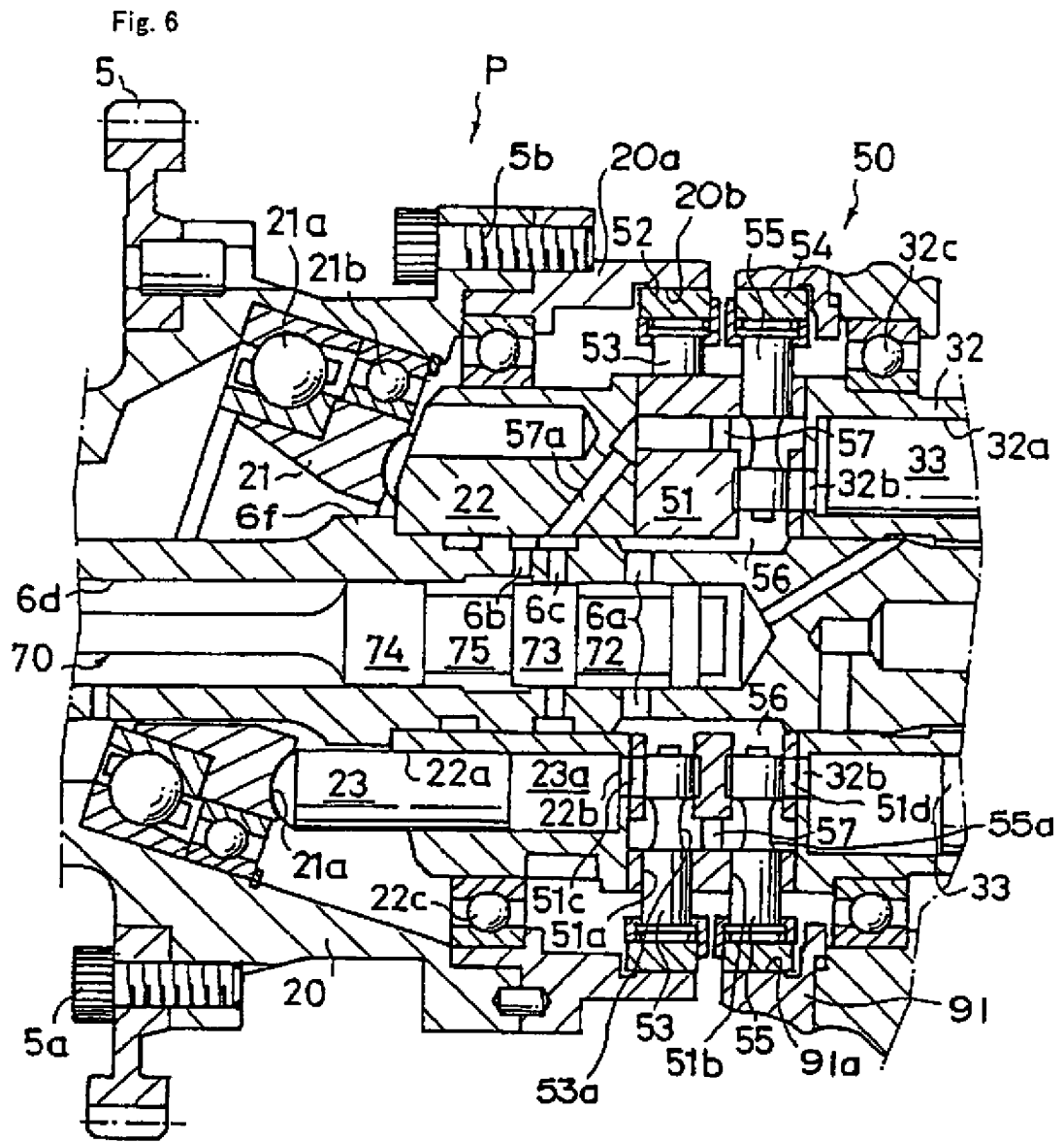


Fig. 7

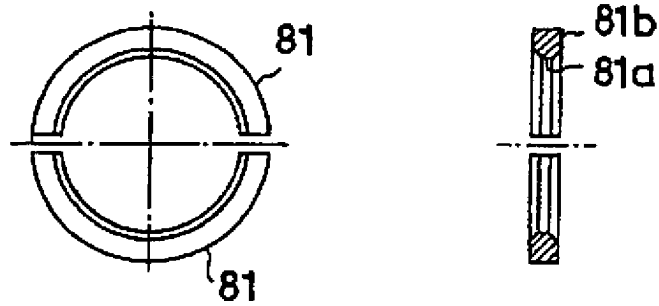


Fig. 8

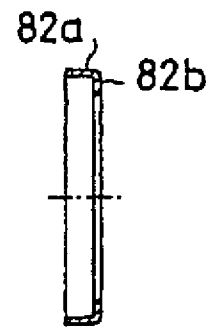
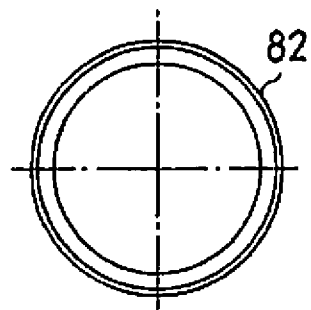


Fig. 9

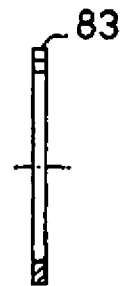
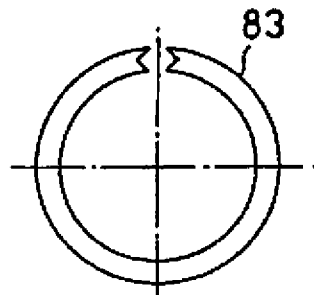


Fig. 10

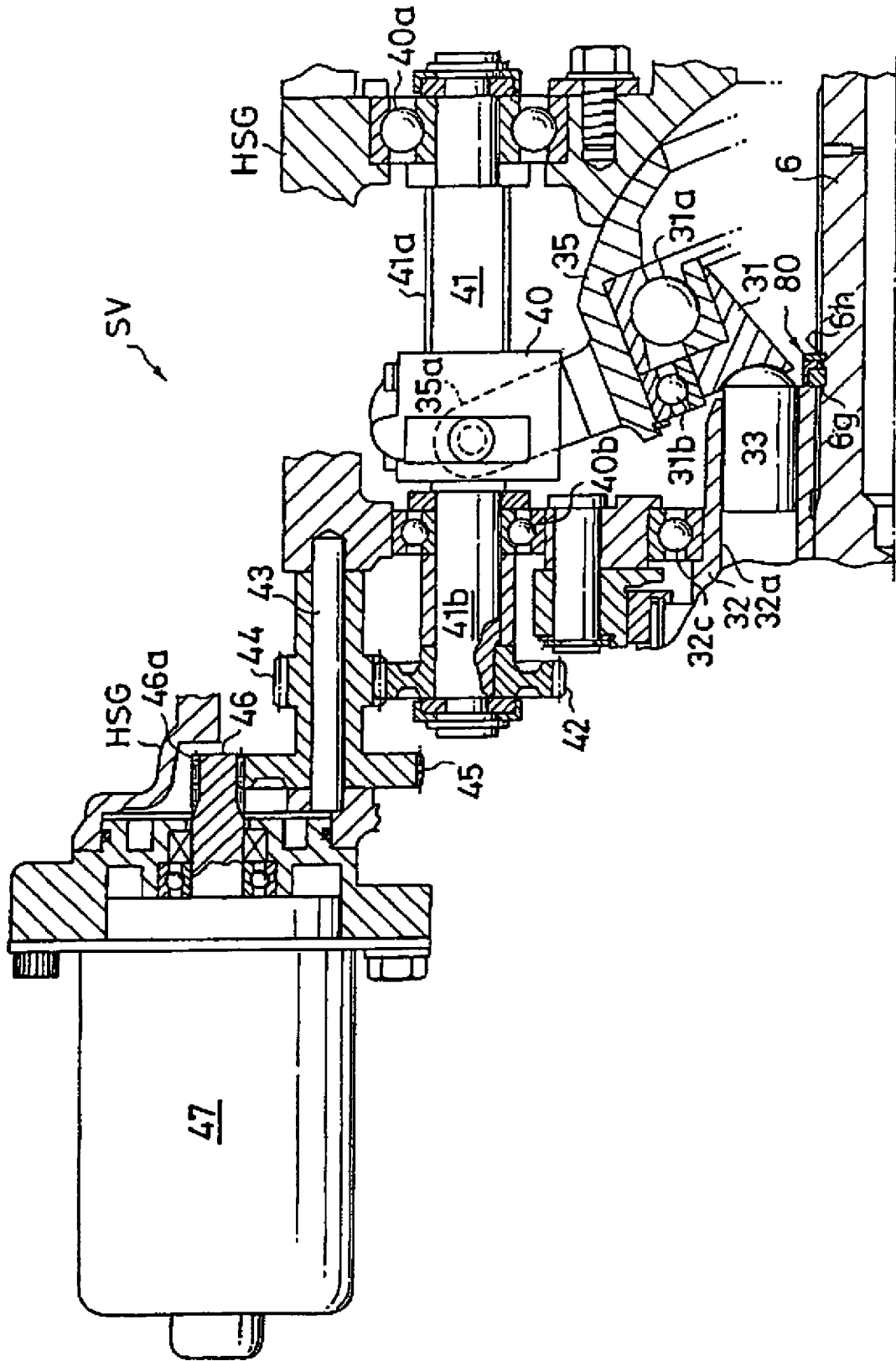


Fig. 11

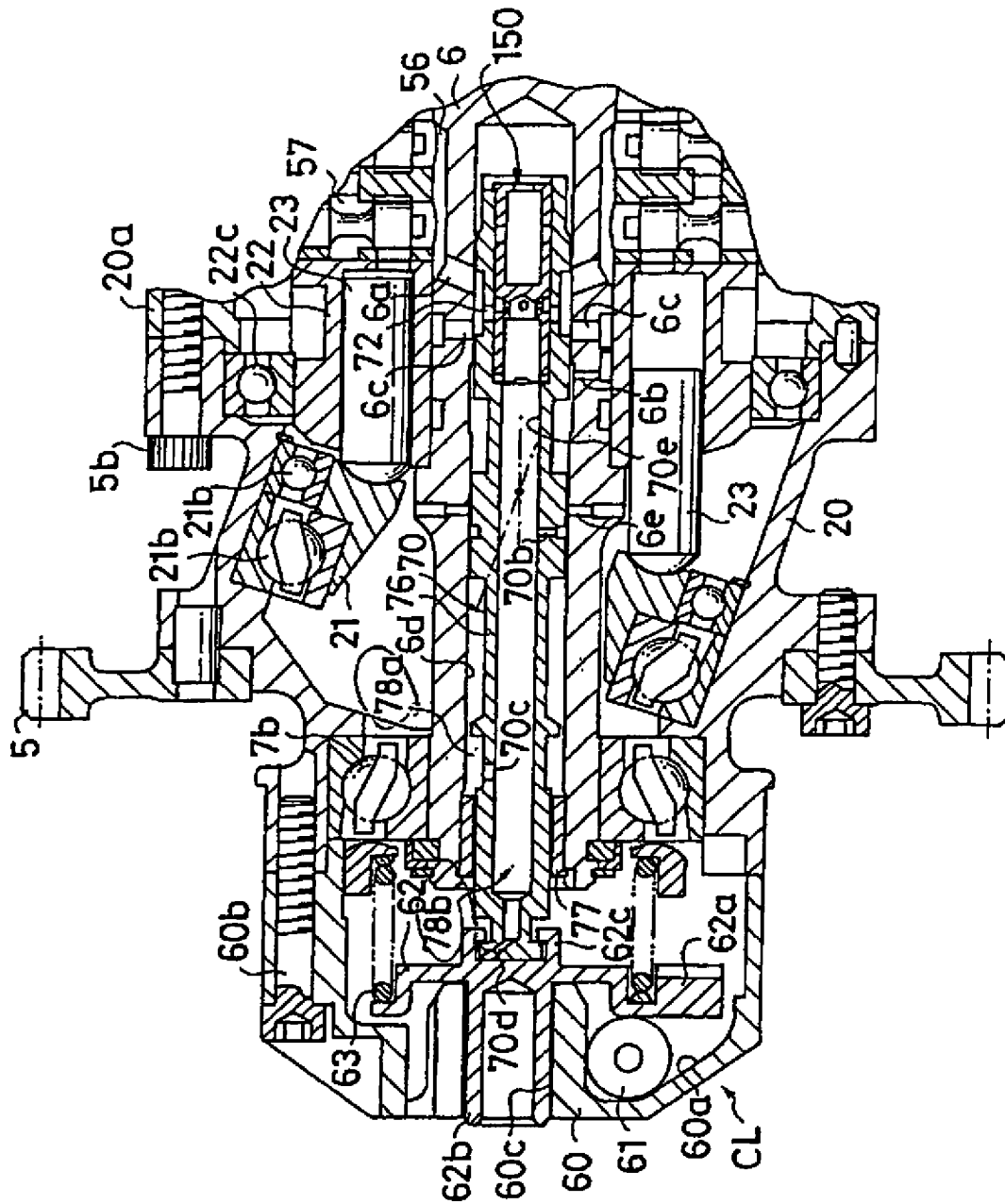


Fig. 12

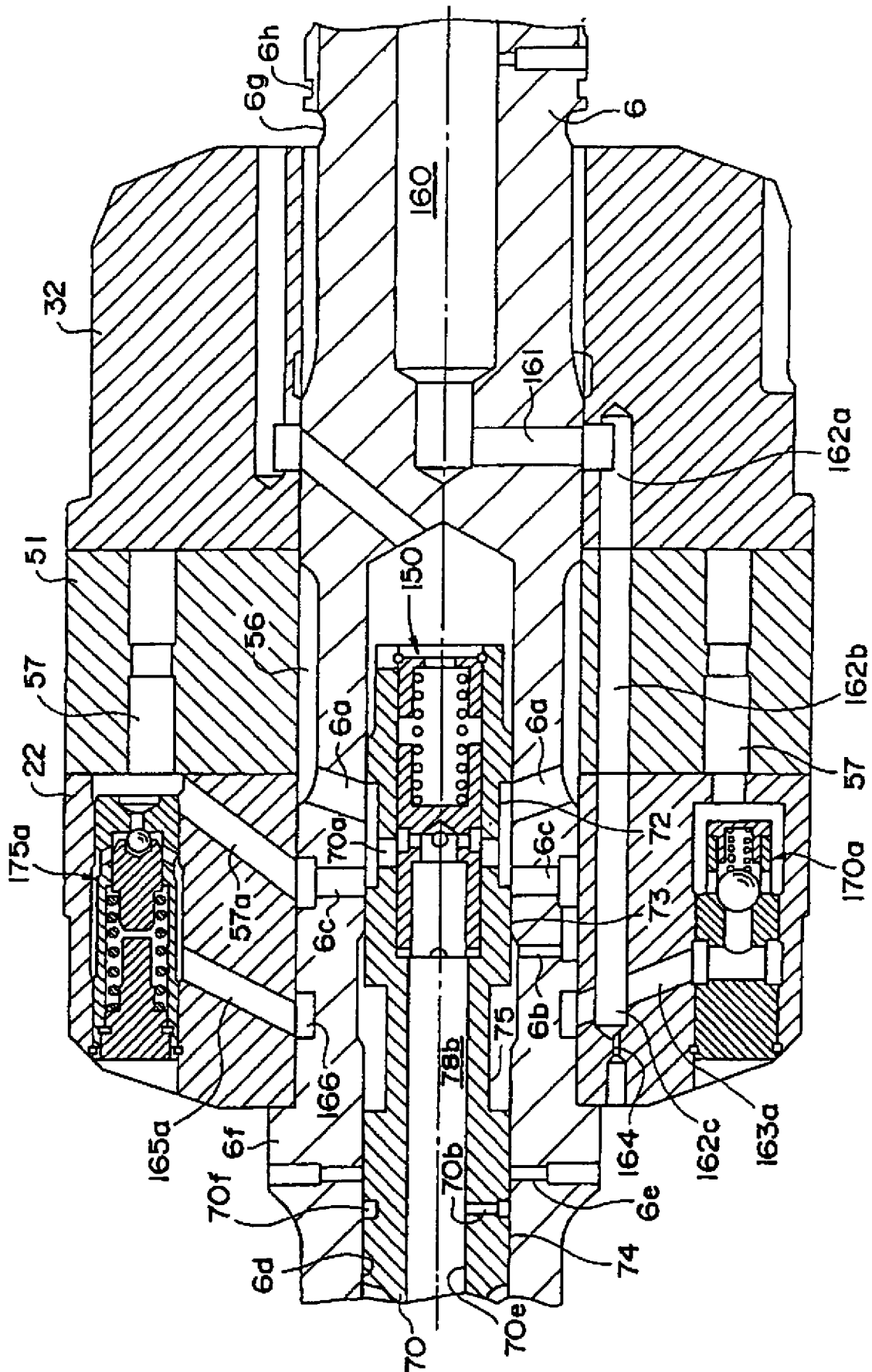


Fig. 13

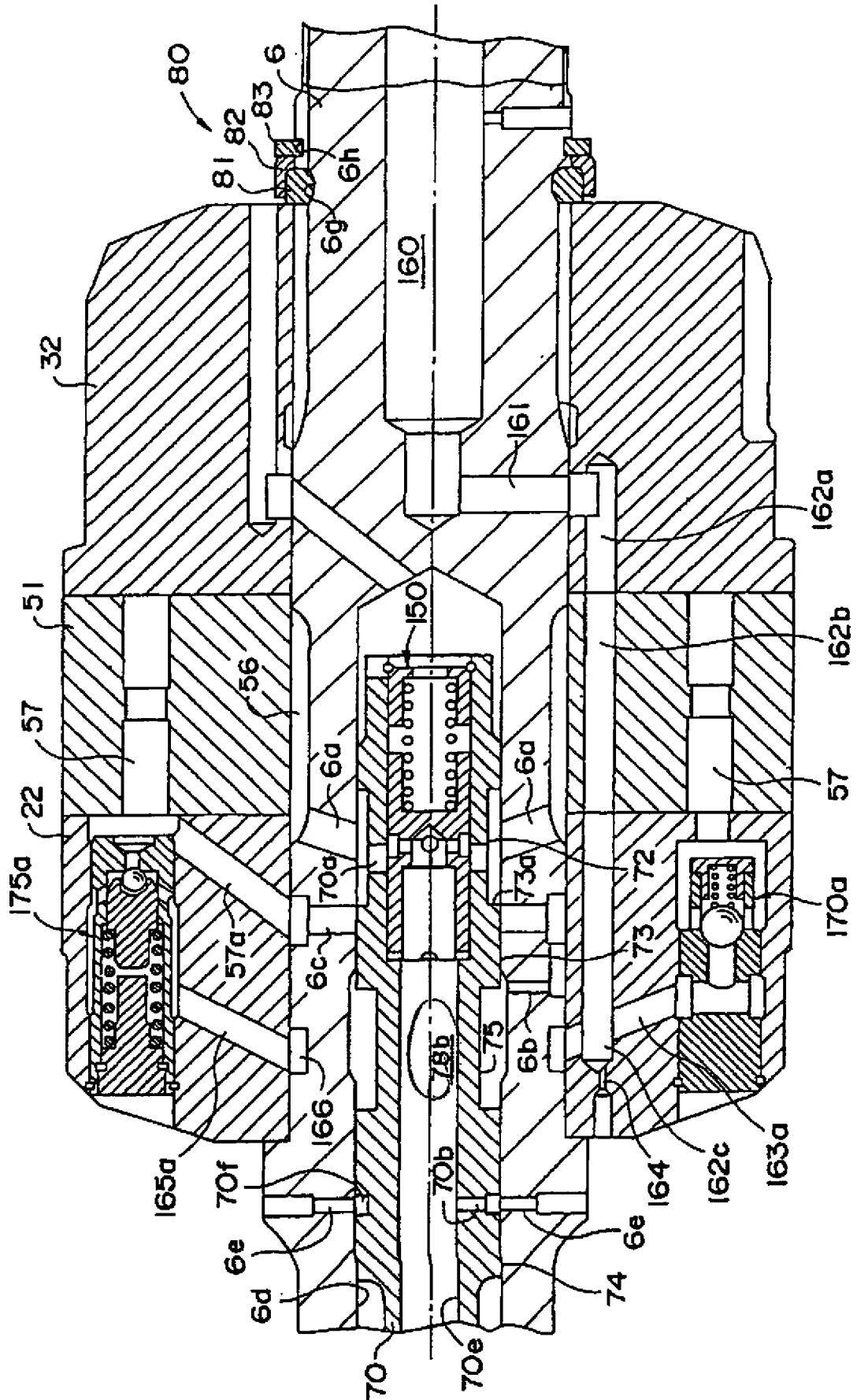


Fig. 15

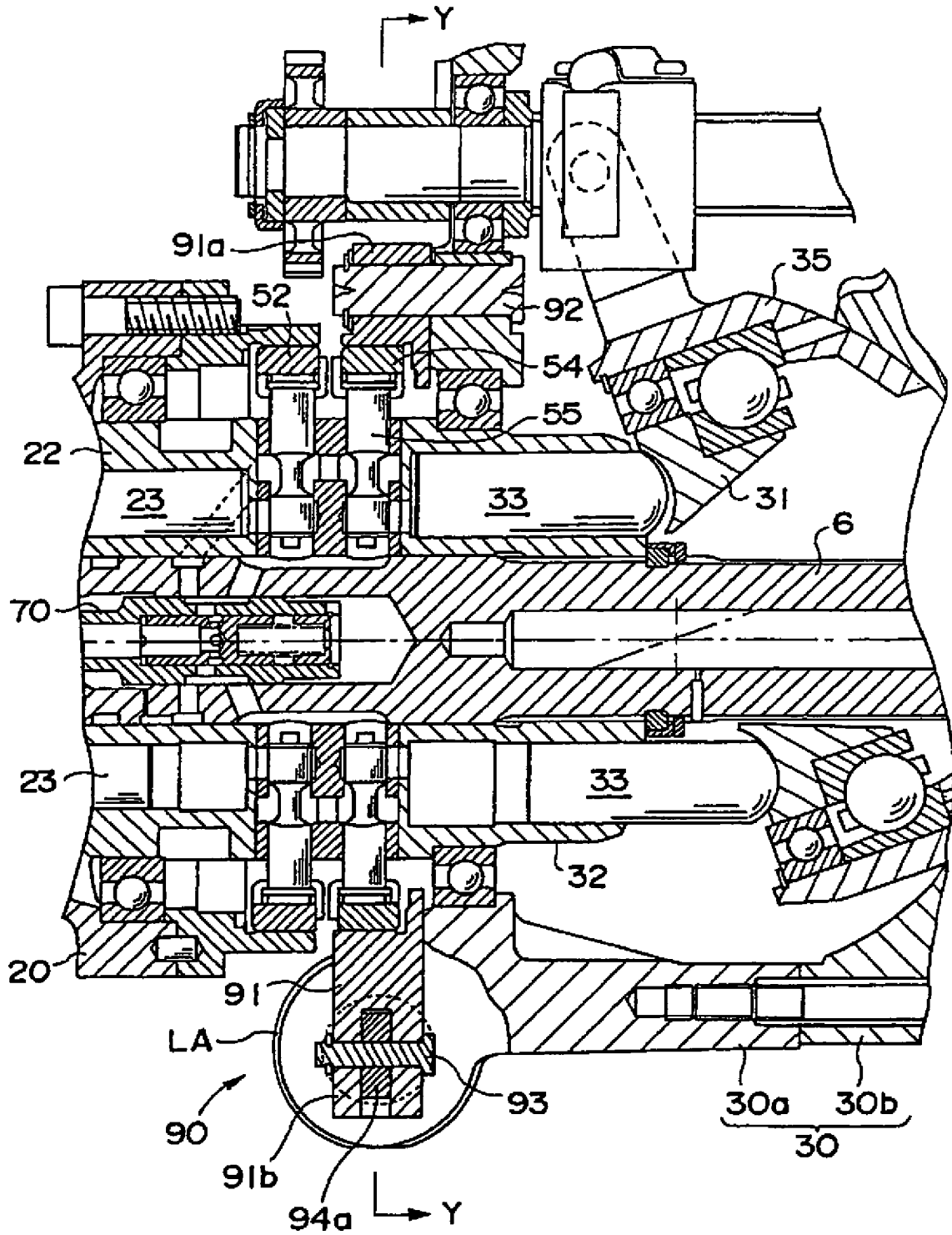


Fig. 16

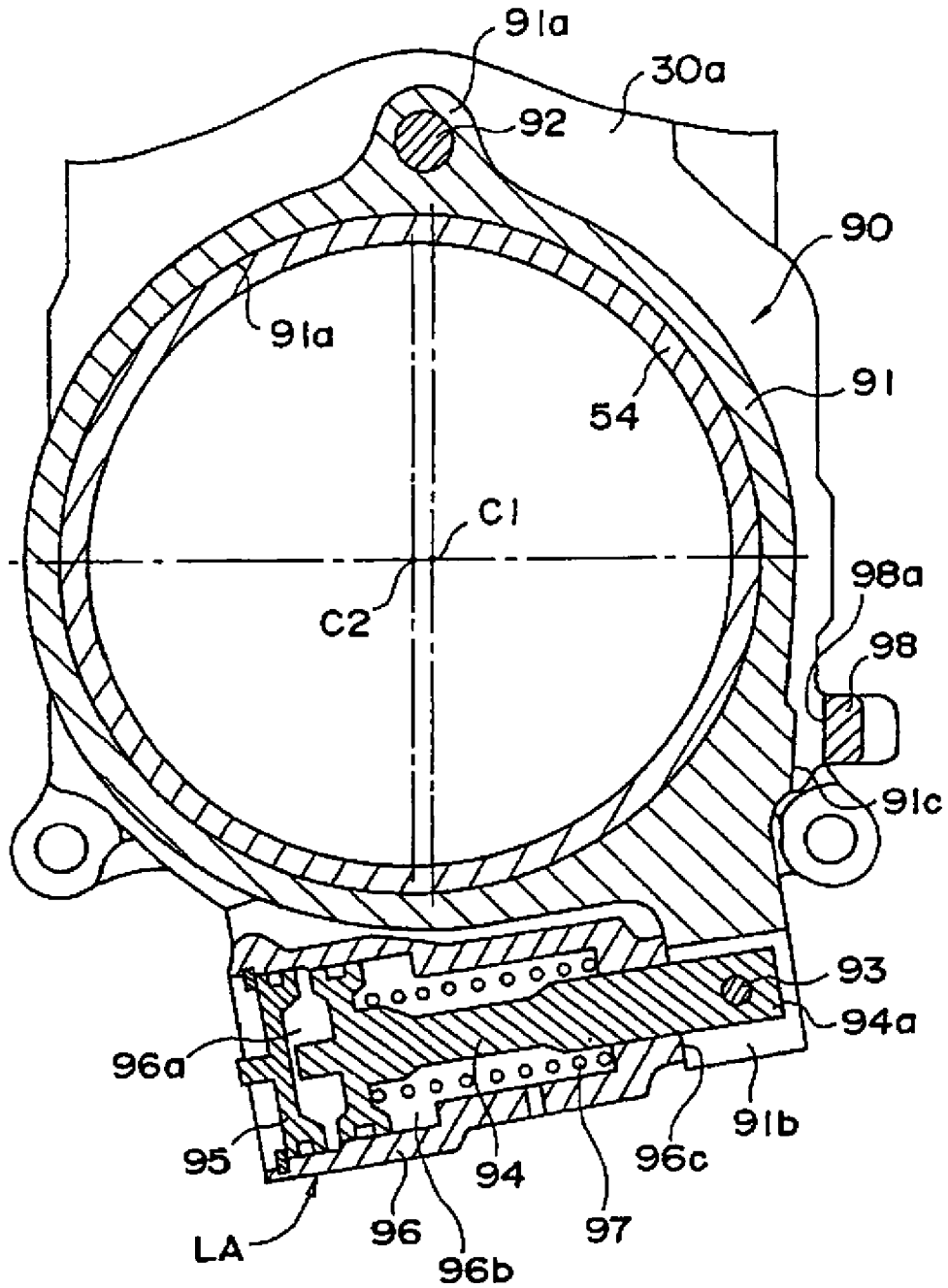


Fig. 17

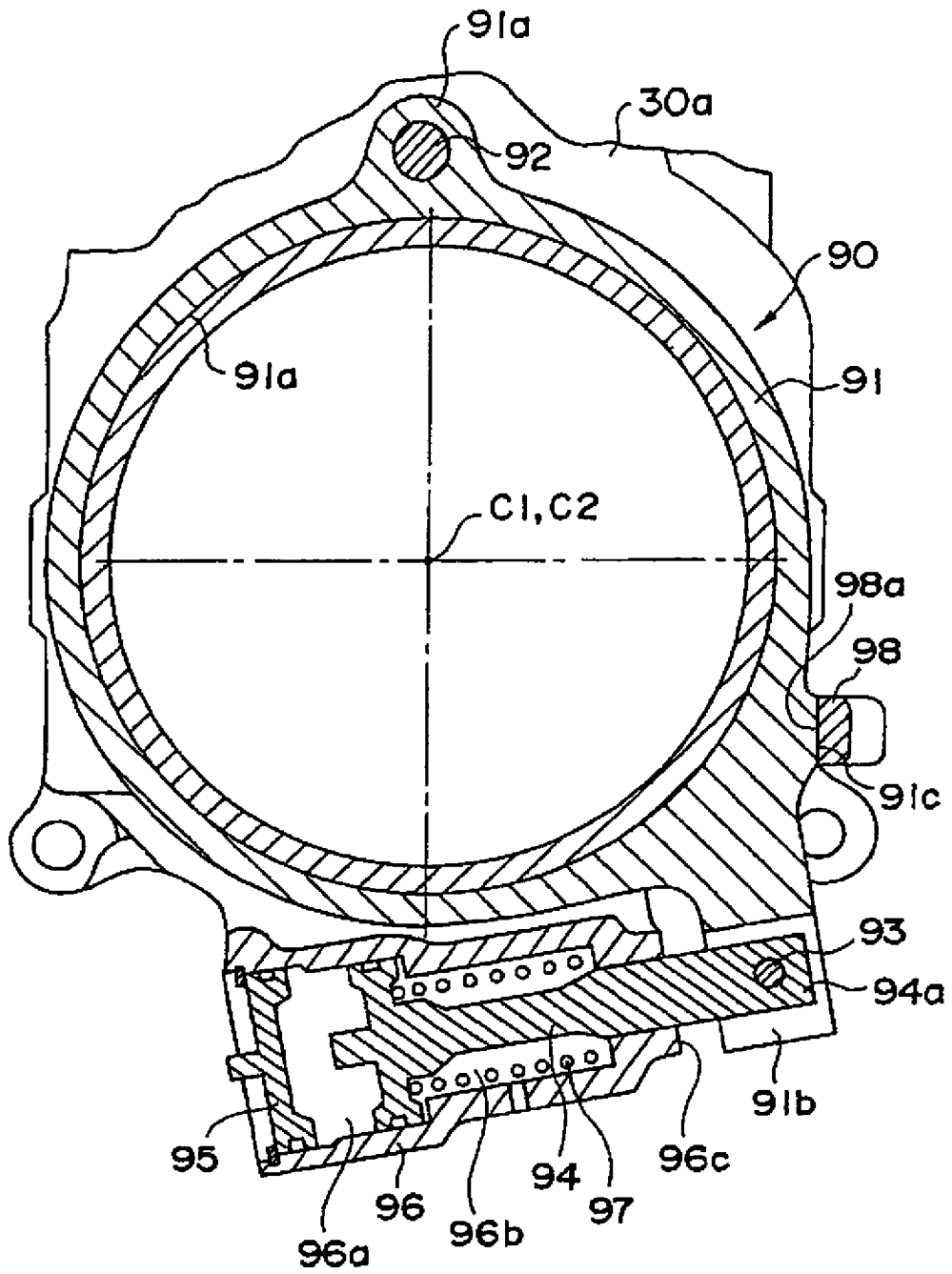


Fig. 18

