



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 600 07 239 T2** 2004.09.02

(12) **Übersetzung der europäischen Patentschrift**

(97) **EP 1 079 152 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **600 07 239.8**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **00 117 554.6**

(96) Europäischer Anmeldetag: **14.08.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **28.02.2001**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **17.12.2003**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **02.09.2004**

(51) Int Cl.⁷: **F16H 61/12**
F16H 61/00, F16H 61/38

(30) Unionspriorität:
23782199 25.08.1999 JP

(73) Patentinhaber:
Mitsubishi Jidosha Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:
Kern & Collegen, 80686 München

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE, FR

(72) Erfinder:
Mizui, Hiroyuki, Tokyo, JP

(54) Bezeichnung: **ÖLHYDRAULIKKREISLAUF EINES KONTINUIERLICH VARIABLEN GESCHWINDIGKEITS-WECHSEL-GETRIEBES VOM RIEMENTYP**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung**GEBIET DER ERFINDUNG**

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf einen ölhydraulischen Kreislauf eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeits-Wechsel-Getriebes vom Riementyp.

BESCHREIBUNG DES STANDES DER TECHNIK

[0002] Eine kontinuierlich variables Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp ist im allgemeinen so eingerichtet, dass ein Riemen über eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, und eine zweite Riemenscheibe, die mit der Ausgangswelle verbunden ist, gespannt ist. Mit dem Erhöhen und Vermindern des Öldrucks der jeweiligen Zylinder dieser Riemenscheiben, und durch Hervorrufen einer relativen Änderung in den jeweiligen Rillenbreiten solcher Riemenscheiben, macht das Getriebe einen Geschwindigkeitswechsel. Als einen herkömmlichen Steuerapparat für den Gebrauch mit diesem kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp gibt es beispielsweise denjenigen, der im JP Patent 2848177 offenbart ist.

[0003] Jedoch müssen in diesem bekannten Steuergerät für den Gebrauch in einem kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp das dritte Steuerventil und das den Geschwindigkeitswechsel begrenzende Ventil zusätzlich eingesetzt werden, um eine Vorkehrung für den Fall zu schaffen, dass das erste oder zweite Ventil nicht ordnungsgemäß arbeitet. Deswegen existiert dort das Problem, dass die Kosten des Produkts aufgrund einer Vermehrung der Anzahl der Teile unverhältnismäßig ansteigen.

[0004] Aus der US-A-S 334 102, oder der DE-A-19 721 027 ist bereits ein ölhydraulischer Kreis eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebes vom Riementyp gemäß dem Oberbegriff des vorliegenden Patentanspruchs 1 bekannt.

[0005] Die vorliegende Erfindung, wie mit den Merkmalen des Patentanspruch 1 definiert, verbessert den vorstehend beschriebenen Kreis in konkreter Weise.

[0006] Weitere Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in den abhängigen Patentansprüchen enthalten.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0007] Die **Fig. 1** ist eine Ansicht eines ölhydraulischen Kreises eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebes vom Riementyp, gemäß einem Ausführungsbeispiel der Erfindung.

[0008] **Fig. 2** ist eine schematische Konstruktions-Ansicht eines Antriebsapparates des Fahrzeugs, in dem das kontinuierlich variable Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp eingesetzt ist; und

[0009] **Fig. 3** ist eine schematische Konstruktions-Ansicht des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp dieses Ausführungsbeispiels.

BESCHREIBUNG DES BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSBEISPIELS

[0010] Ein Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen im einzelnen erläutert.

[0011] Die **Abb. 1** stellt den ölhydraulischen Kreis eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp gemäß einem Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung dar. Die **Abb. 2** illustriert eine schematische Konstruktion eines Antriebsapparates des Fahrzeugs, in dem das kontinuierlich variable Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp eingesetzt ist. Die **Abb. 3** zeigt eine schematische Konstruktion des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebes dieses Ausführungsbeispiels.

[0012] In dem Antriebsapparat, in dem das kontinuierlich variable Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp dieses Ausführungsbeispiels eingesetzt ist, wie in **Abb. 2** dargestellt, ist es eingerichtet, dass das Ausgangsdrehmoment von einem Motor (Motor mit Verbrennungsraum) **11** auf das kontinuierlich variable Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp **14** über einen Drehmoment-Konverter **12** und einen Umschaltmechanismus **13** für normale/vertauschte Drehung geschickt wird, und es ist eingerichtet, dass das Drehmoment von diesem kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp **14** auf rechte und linke Antriebsräder **16** über ein Frontdifferential **15** geschickt wird. Der Umschaltmechanismus **13** für normale/gegenläufige Rotation dient dem Zweck des Umschaltens von Vorwärts-auf Rückwärtsbewegung oder umgekehrt, und weist eine Rückwärtsbremse **21**, sowie eine Vorwärtskupplung **22** auf.

[0013] Wie in **Abb. 3** zu sehen ist, weist das kontinuierlich variable Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp **14** eine erste Riemenscheibe **31** auf, die mit dem Ausgangs-Ende des Motors **11** verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe **41**, die mit der Antriebswellenseite des Fahrzeugs verbunden ist, einen Riemen **51**, der sich über beide Riemenscheiben **31** und **41** erstreckt. Die Eingangsdrehkraft vom Schaltmechanismus **13** für normale/gegenläufige Drehung auf die erste Welle **32** wird von der ersten Riemenscheibe **31** zur zweiten Riemenscheibe **41** über den Riemen **51** übertragen, und geht dann auf eine zweite Welle **42**.

[0014] Die erste Riemenscheibe **31** hat nämlich eine stationäre Scheibe **33** und eine bewegliche Scheibe **34**. Ein primärer Zylinder **31a** ist auf einer hinteren Seitenfläche der beweglichen Scheibe **34** angeformt. Dementsprechend ist es mit dem Liefern oder Abziehen einer ölhydraulischen Flüssigkeit (Flu-

id) des ersten Zylinders **31a** möglich, die bewegliche Scheibe **34** bezüglich der feststehenden Scheibe **33** zu verschieben, wodurch die Rillenbreite der Riemenscheibe variabel gemacht wird. Andererseits besitzt in ähnlicher Weise die zweite Riemenscheibe **41** eine stationäre Scheibe **43** und eine bewegliche Scheibe **44**. Ein sekundärer Zylinder **41a** ist an der Rückseite der beweglichen Scheibe **44** angeformt. In entsprechender Weise ist es durch das Beschicken oder Entnehmen der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit des zweiten Zylinders **41** möglich, die bewegliche Scheibe **44** bezüglich der festen Scheibe **43** zu verschieben, und dadurch die Rillenbreite der Riemenscheibe zu variieren. In diesem Fall ist der druckaufnehmende Bereich des zweiten Zylinders **41a** auf etwa $\frac{1}{2}$ des Bereichs des Kolbens des ersten Zylinders **31a** gesetzt.

[0015] Der zweite Zylinder **41a** bekommt einen zweiten Öldruck Ps (Leitungsdruck PL) aufgeprägt, der durch ein Regelventil **63** eingestellt worden ist, das als ein Druckregelventil dient, das ist das druckregelnde Element, während dem ersten Zylinder **31a** ein erster Öldruck Pp angelegt wird, der durch Einstellen des Leitungsdrucks PL durch eine das Geschwindigkeitswechselverhältnis regelnde Ventil **64**, das ist das Geschwindigkeitswechselverhältnis regelnde Element. Es ist anzumerken, dass eine Bezugszahl **61** eine Ölpfanne bezeichnet; und eine Bezugszahl **62** gibt eine Ölpumpe zum Beschicken des Öls in der Ölpfanne **61** zur Seite des Regelventils **63** an.

[0016] Der sekundäre Öldruck Ps (Leitungsdruck PL) und der primäre Öldruck Pp werden jeweils von einem Befehlssignal aus einer elektronischen Steuereinheit (ECU) **65** gesteuert. Die ECU **65** ist nämlich so eingerichtet, dass sie auf den Eingang Detektionssignale von einem Motordrehzahlsensor (einem Kurbelwellenwinkelsensor oder einem Nockenwinkelsensor) **71** bekommt, sowie von einem Drosselöffnungssensor **72**, einem primären Drehzahlsensor **73** zum Erfühlen der Drehgeschwindigkeit der primären Riemenscheibe **31**, einem sekundären Drehzahlsensor **41** zum Erfühlen der Drehgeschwindigkeit der sekundären Riemenscheibe **41**, einem Leitungsdrucksensor **75** zum Messen des Leitungsdrucks, einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor **76**, einem Verschiebepositionssensor **73** zum Erfühlen der Position des Verschiebungshebels, einem Sensor **78** für primären Druck zum Messen des Primärdrucks usw. Es ist eingerichtet, dass die ECU **61** das Regelventil **63** und die das Geschwindigkeitswechselverhältnis steuernde Ventil **64** im System zum Beschicken der ölhydraulischen Flüssigkeit zu den jeweiligen Riemenscheiben **31** und **41** gemäß diesen Detektiersignalen steuert. Es ist anzumerken, dass anstelle des Drosselöffnungssensors **72** ein Sensor zum Erfühlen eines Parameterwerts, der die Last am Motor anzeigt, benutzt werden kann.

[0017] Hier wird der ölhydraulische Kreis des Geschwindigkeitswechselgetriebes vom Riementyp ge-

mäß diesem Ausführungsbeispiel erklärt. Wie in der **Abb. 1** zu sehen ist, besitzt das Regelventil **63** Spulen **63a** und **63b**, zwischen denen eine Feder **63c** eingebracht ist, die als ein erstes druckkrafterzeugendes Element dient. Das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis hat Spulen **64a** und **64b**. Zwischen einem Ende der Spule **64a** und einer Endfläche des Gehäuses sitzt eine Feder **64c**, die als ein zweites druckkrafterzeugendes Element dient, während zwischen den Spulen **64a** und **64b** eine Feder **64d** eingesetzt ist.

[0018] Ein Einlaßport **63d** für die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit des Regelventils **63** ist mit einem Ablaßport einer ölhydraulischen Pumpe **62** verbunden, während ein Ablaßport **63e** mit dem zweiten Zylinder **41a** verbunden ist, und simultan mit einem Einlaßport **64e** für die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis verbunden ist. Auch ist ein Ablaßport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis mit dem primären Zylinder **31a** verbunden.

[0019] Die Solenoidventile **81** und **82**, die erste bzw. zweite Steuerelemente sind, und die als erstes bzw. zweites elektromagnetisches Ventil benutzt werden, steuern das Regelventil **63** und das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis. Das Solenoidventil **81** liefert nämlich einen Steuerdruck Pva auf eine Seite des Regelventils **63** durch einen ersten Durchgang für das Betriebsöl. Auch liefert das Solenoidventil **82** einen Steuerdruck Pvb durch einen zweiten Durchgang **84** für das Betriebsöl auf eine Seite des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis. Es ist zu bemerken, dass diese Solenoidventile **81** und **82** jedes vom Ventiltyp „normal-schließen“ sind. Und es ist eingerichtet, dass jedes solche Solenoidventil schaltgesteuert durch das Arbeiten der ECU **65** (betriebssteuerndes Element) wird, und gemäß einem Betrag an Elektrizität betrieben wird, der aus der ECU **65** kommt. Weiterhin ist eingerichtet, dass die Beträge elektrischen Stroms, die auf die Solenoidventile **81** und **82** geschickt werden, kleiner werden, d.h. mit dem Kleinerwerden der Aktion der Solenoidventile **81** und **82** werden auch der Steuerdruck Pva und der Steuerdruck Pvb, die aus den Solenoidventilen **81** und **82** abgelassen werden, kleiner.

[0020] Andererseits stoppt die ECU **65**, wenn durch die ECU **65** (Fehlerdetektierendelement) detektiert worden ist, dass die ECU **65** selbst, die Solenoidventile **81** und **82**, verschiedene Sensoren usw. nicht ordnungsgemäß funktionieren, die Lieferung von elektrischem Strom an die Solenoidventile **81** und **82**. Daraus resultiert, dass die Ventile **81** und **82** im Betrieb sich verengen, mit der Folge, dass die jeweiligen Steuerdrücke Pva und Pvb der Solenoidventile ebenfalls abnehmen. Daraus ergibt sich, dass das Regelventil **63** und das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis jeweils durch den Federdruck der Feder **63c** und Reduzierdruck Pred bewegt werden, und durch den Federdruck der Feder **64c**

und den Reduzierdruck Pred. Es führt dazu, dass die zum sekundären Zylinder **41a** gespeiste ölhydraulische Betriebsflüssigkeit zunimmt. Andererseits wird der Status der Kommunikation zwischen dem Einlaßport **64e** für die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit und dem Auslaßport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis beibehalten wie es ist.

[0021] Ferner ist auf einem Durchgangszweig **86**, der von einer Mittenposition eines Leitungsdruckdurchgangs **85** abzweigt, der den Auslaßport **63e** des Regelventils **63** mit dem sekundären Zylinder **41a** verbindet, und der mit dem Einlaßport **64e** für die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit verbunden ist, ein erstes Ausgangsventil **87** angeordnet. Auch ist auf einer Betriebsölpassage **88**, die den Auslaßport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis mit der primären Riemenscheibe **31** verbindet, ein Ausgangsventil **90** angeordnet, das als ein Öldruck reduzierendes Mittel durch eine Kommunikationspassage **89** dient. Das erste Ausgangsventil **87** besitzt eine Spule **87a** und eine Feder **87b** zum Zwingen der Spule **87a** in die Richtung, so dass sie verhütet, dass Öl von dem ersten Ausgangsventil **87** abgezogen wird. Das zweite Auslaßventil **90** besitzt ebenfalls eine Spule **90a** und eine Feder **90b** zum Zwingen der Spule **90a** in die Richtung, so dass verhütet wird, dass Öl von dem Ventil **90** abgezogen wird.

[0022] Der eingestellte Auslaßdruck des ersten Ausgangsventils **87** ist so gesetzt, dass er auf einem höheren Niveau ist als derjenige des zweiten Ausgangsventils **90**. Dementsprechend wird es möglich, selbst wenn die Solenoidventile **81**, **82**, die ECU **65** usw., in Ordnung sind, im Fall, wo das Regelventil **63** wegen eines Ventilstaus usw. nicht mehr arbeitsfähig ist, und in dem Leitungsdruckdurchgang **85** ein Leitungsdruck P gleich oder höher als der gesetzte Wert (der gesetzte Auslaßdruck des ersten Ausgangsventils **87**) ansteigt, den Leitungsdruck PL durch Betreiben des ersten Auslaßventils **87** zu senken. Andererseits wird, selbst wenn ein Solenoidventil **81**, **82** oder die ECU **65** usw. nicht mehr ordnungsgemäß arbeiten, und der Leitungsdruck P1 ansteigt, weil der Kommunikationsstatus zwischen dem Einlaßport **64e** der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit und dem Auslaßport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis beibehalten wird, wie es ist, der Leitungsdruck P1 durch das zweite Auslaßventil **90** abgesenkt. Damit wird ein unnötiger Anstieg im Niveau des Leitungsdrucks P1 verhütet.

[0023] Hier wirkt, als Resultat der Disposition des zweiten Auslaßventils **90** auf den Betriebsöldurchgang **88** zwischen dem Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis und dem primären Zylinder **31a**, selbst zum Zeitpunkt normalen Verkehrs, kein Öldruck gleich oder höher als der eingestellte Auslaßdruck des zweiten Auslaßventils **90** auf den primären Zylinder **31a**. In dem kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe, in dem es für denselben Öldruck möglich ist zum primären Zylinder

linder **31a** und sekundären Zylinder **41a** geschickt zu werden, ist der Fall zu betrachten, wo der höchste Leitungsdruck auf den primären Zylinder **31a** aus irgendeinem oder -anderen Grunde wirkt, obgleich ein solcher Fall niemals geschehen darf.

[0024] Weiterhin wirkt, in einem Typ eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe, wo der Aufnahmebereich für den Kolbendruck der primären Riemenscheibe **31** größer gemacht wurde als derjenige der sekundären Riemenscheibe, eine Kraft, die größer als diejenige ist, die auf die zweite Riemenscheibe **41** wirkend auf die primäre Riemenscheibe **31** wirkt. Deswegen ist es nötig die Stärke der primären Riemenscheibenseite zu erhöhen. Jedoch führt eine derartige Teilekonstruktion, wo die Verhütung von Fehlfunktionen auch in Betracht gezogen wird, zu einem Kostenanstieg, und deshalb ist ein solches Konstruieren nicht angebracht.

[0025] Jedoch wird, in der Konstruktion dieses Ausführungsbeispiels, dank des zweiten Auslaßventils **90**, das zwischen dem Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis und dem primären Zylinder **31a** sitzt, der Anstieg im Leitungsdruck PL verhütet. Somit ist es möglich die Seite der primären Riemenscheibe **31** so auszulegen, dass sie auf einem Stärkewert gemäß dem gesetzten Auslaßdruck des zweiten Ausgangsventils **90** liegt. Damit wird die Notwendigkeit eliminiert eine „high-spec“(Hochdaten-) Konstruktion anzufertigen, für die ein großer Anstieg im Leitungsdruck PL vorbereitet ist, wobei eine Kostenreduktion eingang gesetzt wird.

[0026] Auch ist ein Auslaßdurchgang **91** des zweiten Auslaßventils **90** mit einem Schmiermitteldurchgang (nicht abgebildet) des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebes verbunden. Dementsprechend wird, weil zum Zeitpunkt eines im ECU **65** usw. auftretenden Defekts vom Leitungsdruck P1 vermutet wird, der höchstmögliche zu werden, der Auslaß der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit aus dem Regelventil **63** abgesenkt, um irgendwie mangelhaft in der Schmierung zu werden. Es ist jedoch, weil der Betriebsölauslaß aus dem zweiten Auslaßventil **90** ergänzend zum Schmiermitteldurchgang durch die Ausgangspassage **91** geschickt wird, möglich, das Festsitzen solcher Teile wie des normalen/gegenläufigen Drehschaltmechanismus **13** zu verhüten, der geschmiert werden muß.

[0027] Zusätzlich wird, in **Abb. 1**, der Leitungsdruck PL, der durch das Regelventil **63** eingestellt worden ist, zum Einlaßport **92a** eines Reduzierventils **92** geführt. Der Reduzierdruck Pred, der durch Absenken des Leitungsdrucks PL mit dem Reduzierventil **92** erhalten worden ist, wird auf das Regulierventil **63**, auf das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis und die Auslaßventile **87**, **90** durch den Auslaßport **92b** geschickt. Und dabei ist es eingerichtet, dass der vorgeschriebene Steuerdruck auf jedes dieser Ventile wirkt. Insbesondere wirkt der zum Regulierventil **63** geschickte Reduzierdruck Pred auf das Regulierventil **63**, um dieses Ventil **63** in die Rich-

tung zu zwingen (die linke Richtung in **Abb. I**), die einen Anstieg im sekundären Druck Ps (Leitungsdruck PL) verursacht, der zum sekundären Zylinder **41a** geliefert wird, wie das die Feder **63c** tut.

[0028] Auch wirkt der zum Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis geschickte Reduzierdruck Pred auf das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis, und zwar so, dass dieses Ventil **64** in die Richtung (die rechte Richtung in **Abb. I**) gezwungen wird, die einen Anstieg im primären Druck Pp verursacht, der zum primären Zylinder **31a** gespeist wird, d.h. die Richtung, die einen Anstieg im Betrag des Leitungsdrucks PL, reguliert durch das Regulierventil **63** und geliefert an den primären Zylinder **31a** verursacht, wie die Feder **64** das tut.

[0029] Auch dient der Reduzierdruck Pred als der Basisdruck für jedes der Solenoidventile **81** und **82**.

[0030] Nun wird der Betrieb des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebes vom Rientyp erklärt.

[0031] Die Solenoidventile **81** und **82** werden in ihrer Arbeit durch den Befehl aus der ECU **65** gesteuert, basierend auf dem Betriebszustand des Fahrzeugs, und auf dem Auslaß der Steuerdrücke Pva und Pvb.

[0032] Das Regulierventil **63** justiert den Entlade- druck der ölhydraulischen Pumpe **62** auf den sekundären Öldruck Ps (Leitungsdruck PL), was Pva für das Regelventil einstellt, den Federdruck der Feder **63c**, den Reduzierdruck Pred aus dem Reduzierventil **92** usw., und den resultierenden Druck zu Leitungs- druckpassage **85** ausläßt. Ist der Steuerdruck Pva aus dem Solenoidventil **81** hoch, wird die Spule **63a** nach rechts in der Abbildung gegen den Federdruck der Feder **63c** und den Reduzierdruck Pred gezwungen. Daraus resultiert, dass der Kommunikationsstatus zwischen dem Einlaßport **63d** der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit und dem Auslaßport **63e** kontrahiert wird, mit der Folge, dass der sekundäre Druck Ps (Leitungsdruck PL), welcher der zum sekundären Zylinder **41a** geschickte Öldruck ist, reduziert wird. Andererseits wird, wenn der Steuerdruck Pva niedrig ist, die Spule **63a** nach links in der Abbildung durch den Federdruck der Feder **63c** und den Reduzierdruck Pred gezwungen. Daraus resultiert, dass der Kommunikationsstatus zwischen dem Einführport **63d** der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit und dem Entladeport **63e** expandiert wird, mit der Folge, dass der sekundäre Druck Ps (Leitungsdruck PL), welcher der zum sekundären Zylinder **41a** lieferte Öldruck ist, erhöht wird.

[0033] Andererseits justiert das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis den Leitungsdruck PL auf einen vorgeschriebenen primären Öldruck Pp, justiert dabei den Steuerdruck Pvb, die Federdrücke der Federn **64c** und **64d**, den Reduzierdruck Pred aus dem Reduzierventil **92** usw., und entläßt den resultierenden Druck in den Betriebsöldurchgang **88**. Ist der Steuerdruck Pvb aus dem Solenoid-

ventil **82** hoch, wird die Spule **64a** nach links in der Abbildung gegen den Federdruck der Feder **64c** und den Reduzierdruck Pred gezwungen. Als Ergebnis wird die Kommunikation zwischen dem Einführport **64e** der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit und dem Auslaßport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis abgeschnitten, während zum gleichen Zeitpunkt der Entladeport **64f** und der Auslaßport **64g** miteinander in Kommunikation gebracht werden. Das Betriebsöl des primären Zylinders **31a** wird ausgelassen.

[0034] Umgekehrt wird, wenn der Steuerdruck Pvb des Solenoidventils **82** niedrig wird, die Spule **64a** des Regelventils für das Geschwindigkeitswechselverhältnis nach rechts in der Abbildung durch den Federdruck der Feder **64c** und des Reduzierdrucks Pred gezwungen. Als Ergebnis wird der Auslaßport **64g** geschlossen, während zum gleichen Zeitpunkt der Einführport der ölhydraulischen Betriebsflüssigkeit und der Entladeport **64f** miteinander in Kommunikation gebracht werden. Und ist, weil der Steuerdruck Pvb niedriger ist, der Kommunikationsstatus zwischen dem Port **64e** und dem Port **64f** expandierter. Daraus resultiert, dass der Betrag des Leitungsdrucks PL, der durch das Regulierventil **63** geregelt worden ist, und der zum primären Zylinder **31a** geschickt wird, erhöht wird, mit der Folge, dass der primäre Öldruck Pp hoch wird. Dieser primäre Druck Pk geht auf den primären Zylinder **31a**.

[0035] Auch ist es möglich, dass selbst wenn die Solenoidventile **81**, **82**, das ECU **65**, verschiedene Sensoren usw. normal in Ordnung sind, dass ein Ventilstau usw. in dem Regulierventil **63** aufgrund von Staub usw., der in das Öl gelangte und dadurch ein Leitungsdruck P1, höher als der gesetzte Wert, auftritt. Jedoch wird dieser Leitungsdruck P1 durch das Arbeiten des ersten Auslaßventils **87** reduziert, das auf dem Durchgangszweig **86** angebracht ist. Wegen des hochgestiegenen Leitungsdrucks PL wird die Spule **87a** nach rechts in der Abbildung gegen den Federdruck der Feder **87b** bewegt. Dann gelangen der Durchgangszweig **86** und der Auslaßport **87c** des ersten Auslaßventils **87** in Kommunikation miteinander. Daraus ergibt sich, dass der Leitungsdruck P1, der anormal hoch geworden ist, durch diesen Auslaßport **87c** abgezogen wird, mit der Folge, dass ein anormaler Anstieg im Leitungsdruck PL verhütet wird.

[0036] Nun wird angenommen, dass während der Fahrt des Fahrzeugs das Solenoidventil **81** eine Fehlfunktion hatte, z.B. sein Draht gebrochen ist. Daraufhin detektiert die ECU **65** den Drahtbruch des Solenoidventils **81** und stoppt die Steuerung aller Solenoidventile. Da jedes der beiden Solenoidventile **81** und **82** vom Typ „normal-schließen“ ist, werden, wenn die Steuerung gestoppt ist, die entsprechenden Steuerdrücke Pva und Pvb zu Null. Deswegen wird in dem Regulierventil **63** die Spule **63a** nach links in der Abbildung wegen des Federdrucks der Feder **63c** bewegt, wobei die Einstellung des Druckes so vorge-

nommen ist, dass der sekundäre Öldruck Ps (Leitungsdruck PL) auf Maximum ansteigt.

[0037] Andererseits wird in dem Regelventil für das Geschwindigkeitswechselverhältnis die Spule **64a** nach rechts in der Abbildung wegen des Federdrucks der Feder **64c** und des Reduzierdrucks Pred verschoben. Daraus resultiert, dass der Einführport **64e** für die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit und der Entladeport **64f** in den Zustand gegenseitiger Kommunikation gebracht werden, wobei der Leitungsdruck PL, der durch das Regulierventil **63** geregelt worden war, weiterhin zum primären Zylinder **31a** geschickt wird. Der maximale Leitungsdruck, der durch das Regulierventil **63** geregelt worden war, wird veranlaßt direkt auf den primären Zylinder **31a** zu wirken.

[0038] Jedoch wirkt, weil das zweite Auslaßventil **90** in dem Kommunikationsdurchgang **89** angeordnet ist, der von Wegmitte des Betriebsöldurchgangs **88** abzweigt, der maximale Leitungsdruck, der zum primären Zylinder **31a** geschickt wird, auf den Port **90c** des zweiten Ausgangsventils **90**. Daraus ergibt sich, dass die Spule **90a** nach rechts in der Abbildung gegen die Feder **90b** gedrückt wird. Daraufhin gelangen der Port **90c** und der Port **90d** miteinander in Kommunikation. Weil aber der Port **90d** der an die Teile angeschlossene Auslaßport ist, wo eine Schmierung unerlässlich ist, wird der maximale Leitungsdruck auf einen vorgeschriebenen Druck durch das zweite Ausgangsventil **90** reduziert. Dieses druckreduzierte Betriebsöl wird sodann auf den primären Zylinder **31** gespeist. Es ist anzumerken, dass der vorgeschriebene Druck als der minimal nötige Druck, bei dem kein Schlüpfen des Riemens **51** auftritt, gesetzt ist.

[0039] Demgemäß ist mit dem Leitungsdruck P1 gewährleistet, dass er zumindest auf dem minimal nötigen Niveau ist, bei dem ein Riemenschlupf vermieden werden kann. Als Ergebnis ist es möglich den Verlust an Treibleistung auf die Ölpumpe herabzusetzen, und selbst zum Zeitpunkt eines Ausfalls den Treibstoffverbrauch zu senken.

[0040] Andererseits wird im Regulierventil **63** der Leitungsdruck verläßlich justiert, so dass dieser Druck PL das höchste Niveau haben kann, als Folge des Stopps der Steuerung durch das Solenoidventil **81**. Jedoch wird, weil der Leitungsdruck P1 nach unten auf den vorgeschriebenen Druck durch das zweite Auslaßventil **90** durch das Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis, mit dem der Durchgangszweig **86** (der ölhydraulische Betriebsflüssigkeits-Einführport **64e**) und der Betriebsöldurchgang **88** (Entladeport **64f**) im Status der gegenseitigen Kommunikation gehalten werden, der Leitungsdruck P1, der hinab auf diesen vorgeschriebenen Druck reduziert worden ist, ebenso zum sekundären Zylinder **41a** geschickt.

[0041] Auch führt das auf diesem Wege dazu, dass der Leitungsdruck, bei gleichem Niveau, zum primären Zylinder **31a** und zum sekundären Zylinder **41a** geschickt wird. Weil jedoch das den Kolbendruck aufnehmende Gebiet des primären Zylinders **31a** auf ei-

nen Wert gesetzt ist, der angenähert zweimal so groß wie dasjenige des sekundären Zylinders **41a** ist, wird die Rillenbreite der primären Riemenscheibe **31** enger, und die der sekundären Riemenscheibe **41** breiter. Dementsprechend wird das Geschwindigkeitswechselverhältnis auf die Übersteuerungsseite (OD) justiert. Aus diesem Grunde ist es, beispielsweise sogar wenn ein Ausfall während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit auftritt, weil das Geschwindigkeitswechselverhältnis OD ist, möglich die überschnelle Drehzahl des Motors zu verhüten.

[0042] Weiterhin wird in der Konstruktion dieses Ausführungsbeispiels, durch Steuerungsstopp durch die Solenoidventile **81**, **82**, wenn ein Fehler aufgetreten ist, die für failsafe ausgeführte Steuerungslogik vereinfacht. Andererseits können, weil zur gleichen Zeit der durch das Regulierventil **63** eingestellte maximale Leitungsdruck auch durch das zweite Auslaßventil **90** reduziert wird, aus diesem Grund die Konstruktionsdaten der primären Riemenscheibenseite **63** auf gewöhnlich benutzten Werten hierfür sein. Dabei ist es in vorteilhafter Weise möglich die Kosten zu senken.

[0043] Auch wird, wenn ein Fehler detektiert ist, die ölhydraulische Betriebsflüssigkeit, die zum sekundären Zylinder **41a** geliefert wird, wegen des Federdrucks der Feder **63c** und wegen des Reduzierdrucks Pred im Regulierventil **63** zunehmen. Und andererseits wird der Leitungsdruck PL weiterhin zum primären Zylinder **31a** geschickt, weil der ölhydraulische Betriebsflüssigkeits-Einführport **64e** und der Entladeport **64f** des Regelventils **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis miteinander in Kommunikation gebracht werden, und zwar wegen des Federdrucks der Feder **64c** und des Reduzierdrucks Pred im Regelventil **64** für das Geschwindigkeitswechselverhältnis. Da auf diese Weise der ölhydraulische Kreis ohne ein separates Anordnen irgendwelcher spezieller Regelventile für fail-safe-Operationen konstruiert ist, läßt sich der ölhydraulische Kreis vereinfachen und somit in den Kosten verringern.

[0044] Ferner arbeitet zum Zeitpunkt, wenn ein Defekt im Solenoidventil **81** auftritt, das Regulierventil **63** so, dass der Leitungsdruck PL den höchsten Wert bekommt. Daraus resultiert, dass die vom Regulierventil **63** ausgelassene Ölmenge abnimmt und für eine Schmierung nicht ausreicht. Jedoch ist es, weil das Betriebsöl, das von dem zweiten Auslaßventil abgezogen wird, dem Schmiermitteldurchgang durch den Auslaßdurchgang **91** ergänzt wird, dadurch möglich ein Festfressen der Teile zu verhüten, wo eine Schmierung nötig ist.

[0045] Zusätzlich ist in der vorangegangenen Beschreibung eine Erklärung eines Beispiels gegeben worden, worin das fail-safe-Element zum Maximieren des Leitungsdrucks und simultanen Verursachen der Fortsetzung der Lieferung des Leitungsdrucks PL zum primären Zylinder **31a** zum Zeitpunkt eines Defekts des Solenoidventils **81** aus den Federn **63c**,

64c und aus dem Reduzierdruck Pred hergestellt ist. Jedoch kann dieses fail-safe-Operations-Element nur wahlweise aus den Federn **63c**, **64c** oder dem Reduzierdruck Pred hergestellt werden, oder aus anderen Elementen.

[0046] Auch ist in der vorangegangenen Beschreibung eine Erklärung eines Falles gegeben worden, wo ein Defekt im Solenoidventil **81** während des Fahrens des Fahrzeugs geschehen ist. Jedoch wird, in jedem Fall, wo ein Fehler in dem Solenoidventil **82** aufgetreten ist, oder wo ein Ausfall in der ECU **65**, in verschiedenen Sensoren usw. geschehen ist, die Steuerung durch die Solenoidventile **81**, **82** gestoppt, damit jeder der Steuerdrücke Pva, Pvb genullt wird. Somit wird der Betrieb der gleiche wie oben angegeben sein.

[0047] Wie im einzelnen im oben beschriebenen Ausführungsbeispiel erläutert worden ist, kann, gemäß dem ölhydraulischen Kreis des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitswechselgetriebe vom Riementyp der vorliegenden Erfindung, sobald ein Fehler detektiert wird, ein Riemenschlupf dadurch verhindert werden, dass die ölhydraulische Flüssigkeit, die zum sekundären Zylinder gespeist wird, vermehrt wird. Auch wird das Betriebsöl, dessen Druck durch das druckregulierende Element geregelt worden ist, beibehalten, während es zum primären Zylinder geliefert wird. Mit dem Beibehalten dieser Lieferung wird der gleiche hohe Öldruck zur sekundären Riemenscheibe und zur primären Riemenscheibe geführt. Jedoch ist die sekundäre Riemenscheibe so konstruiert, dass sie ein den Druck aufnehmenden Bereich des Kolbens hat, der gleich oder kleiner als derjenige der primären Riemenscheibe ist, und deswegen wird das Geschwindigkeitswechselverhältnis auf einen Wert gebracht, der gleich oder kleiner als 1 ist. Aus diesem Grund wird der Motor, selbst wenn ein Defekt während des Fahrens mit hoher Geschwindigkeit auftritt, davor bewahrt eine überschnelle Drehzahl zu machen, so dass damit die Zerstörung des Motors verhindert wird.

Patentansprüche

1. Ölhydraulikkreislauf eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeits-Wechsel-Getriebes vom Riementyp, wobei das kontinuierlich variable Geschwindigkeits-Wechsel-Getriebe vom Riementyp folgendes aufweist:

- eine primäre Riemenscheibe (**31**), die mit der Eingangswellenseite verbunden ist;
- eine sekundäre Riemenscheibe (**41**), die mit der Ausgangswellenseite verbunden ist;
- einen Riemen (**51**), der sich über beide Riemenscheiben erstreckt und die Übertragung von Kraft zwischen den beiden Riemenscheiben ermöglicht;
- einen Ölhydraulik-Sekundär-Zylinder (**41a**), der die Rillbreite der sekundären Rillenscheibe variabel macht; und
- einen Ölhydraulik-Primär-Zylinder (**31a**), der die Rill-

lenbreite der primären Riemenscheibe variabel macht und der so ausgebildet ist, dass ein Druck aufnehmendes Gebiet desselben größer ist, als das des sekundären Zylinders;

– wobei durch Ausführen der Versorgung und Ablassen eines Ölhydraulikbetriebsfluids mit Bezug auf jeden der Zylinder die Rillbreite von entweder der primären Riemenscheibe oder der sekundären Riemenscheibe relativ zu der Rillbreite der anderen geändert wird, wodurch eine Geschwindigkeitsänderung erreicht wird;

– wobei der Ölhydraulikkreislauf folgendes aufweist;

– ein Druckregulierungselement (**63**), welches das Ölhydraulikbetriebsfluid regelt, welches zu dem Sekundärzylinder geliefert wird;

– ein erstes Regelement (**81**), welches das Druckregulierungselement regelt;

– ein Element (**64**), welches die Geschwindigkeitsänderungsrate durch Ausführen der Versorgung oder das Ablassen des Betriebsöldrucks regelt, der durch das Druckregelement mit Bezug auf den Primärzylinder geregelt wird, und welches die Geschwindigkeitsänderungsrate des kontinuierlich variablen Geschwindigkeitsänderungsgetriebes vom Riementyp steuert;

– Ein zweites Regelement (**82**), welches das Element zur Geschwindigkeitsänderungsraten – Regelung regelt;

– ein Betriebsregelement (**65**), welches das erste Regelement und das zweite Regelement gemäß dem Betriebszustand des Fahrzeugs im Betrieb regelt;

– ein Fehlererfassungselement (**65**), welches einen Fehler des ersten Regelements, des zweiten Regelements oder des Betriebsregelements erfaßt; und

– ein Fail-Safe Betriebselement, welches, wenn das Fehlererfassungselement einen Fehler erfaßt hat, einen Anstieg in dem Ölhydraulikbetriebsfluid verursacht, das dem Sekundärzylinder zugeführt wird, und gleichzeitig bewirkt, dass der Betriebsöldruck, der durch das Druckregelement reguliert wird, weiter dem Primärzylinder zugeführt wird,

dadurch gekennzeichnet, dass

– eine Öldruckreduzierungsrichtung (**90**) in dem Öldurchgang zwischen dem Druckregelement (**63**) und dem Primärzylinder angeordnet ist, wobei die Öldruckreduzierungsrichtung (**90**) den Öldruck in dem Öldurchgang reduziert, wenn der Öldruck gleich oder höher als ein vorgeschriebener Wert wird, wobei

– die Öldruckreduzierungsrichtung ein erstes Auslaßventil (**87**) aufweist, das in dem Öldurchgang zwischen dem Druckregelement (**63**) und dem Geschwindigkeitsänderungsraten-Element (**64**) angeordnet ist, und

– wobei der eingestellte Auslaßdruck des ersten Auslaßventils (**87**) so gesetzt ist, um auf einem Niveau höher als demjenigen der Öldruckreduzierungsrichtung (**90**) zu sein.

2. Ölhydraulikkreislauf für ein kontinuierlich variables Geschwindigkeitsänderungsgetriebe vom Riementyp nach Patentanspruch 1, wobei die Öldruckreduzierungseinrichtung (90) zwischen dem Geschwindigkeitsänderungsraten-Element und dem Primärzylinder angeordnet ist.

3. Ölhydraulikkreislauf eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitsänderungsgetriebes vom Riementyp nach Patentanspruch 1, wobei der Auslaßdurchgang der Öldruckreduzierungseinrichtung (90) mit einem Schmierstoff-Durchgang verbunden ist.

4. Ölhydraulikkreislauf eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitsänderungs-Getriebes vom Riementyp nach Patentanspruch 1, wobei das Druckregelement (63) so konstruiert ist, dass wenn weniger Betätigung durch das erste Regelement (81) vorhanden ist, das Ölhydraulikbetriebsfluid, das zu dem Sekundärzylinder zugeführt wird, vergrößert wird; das Geschwindigkeitsänderungsraten-Element (64) so konstruiert ist, dass, wenn geringere Betätigung des zweiten Regelements (82) vorhanden ist, der Betrag des Ölhydraulikbetriebsfluidsdrucks, der durch das Druckregelement (63) geregelt wird und der dem Primärzylinder zugeführt wird, vergrößert wird; und wenn das Fehlererfassungselement (65) einen Fehler erfasst hat, das Fail-Safe Betriebselement eine Reduzierung in der Tätigkeit des ersten Regelements (81) und derjenigen des zweiten Regelements (82) bewirkt.

5. Hydraulikkreislauf eines kontinuierlich variablen Geschwindigkeitsänderungsgetriebes vom Riementyp nach Patentanspruch 4, wobei das erste Regelement (81) aus einem ersten elektromagnetischen Ventil aufgebaut ist, das einen Regeldruck gemäß der Elektrizität, der von dem Betriebsregelement (65) geliefert wird, liefert; wobei das zweite Regelement (82) aus einem zweiten elektromagnetischen Ventil aufgebaut ist, das den Regeldruck gemäß der Elektrizität liefert, die von dem Betriebsregelement (65) geliefert wird; wobei das Druckregelement (63) aus einem Druckregelventil aufgebaut ist; wobei das Geschwindigkeitsänderungsraten-Regel-element (64) aus einem Geschwindigkeitsänderungs-raten-Regelement aufgebaut ist, wobei der Regeldruck, der von dem ersten elektromagnetischen Ventil geliefert wird, zu einer Seite des Druckregelventils (63) durch einen ersten Betriebsöldurchgang (83) geliefert wird, mit dem Ergebnis, dass das Druckregelventil gemäß dem Regeldruck von dem ersten elektromagnetischen Ventil geregelt wird, während der Regeldruck, der von dem zweiten elektromagnetischen Ventil geliefert wird, zu einer Seite des Geschwindigkeitsänderungs-raten-Regelventils

(64) durch einen zweiten Betriebsöldurchgang (84) zugeführt wird, mit dem Ergebnis, dass das Geschwindigkeitsänderungs-raten-Regelventil gemäß dem Regeldruck des zweiten elektromagnetischen Ventils geregelt wird und; wobei das Fail-Safe Betriebselement ein erstes eine Zwangskraft erzeugendes Element (63c) aufweist, das auf der anderen Seite des Druckregelventils angeordnet ist, und eine Zwangskraft erzeugt, die dem Regeldruck des ersten elektromagnetischen Ventils widersteht und das Ölhydraulikbetriebsfluid verringert, wobei dass durch das Druckregelventil zu dem Sekundärzylinder zugeführte Ölhydraulikbetriebsfluid zumimmt; und ein zweites eine Zwangskraft erzeugendes Element (64c), das auf der anderen Seite des Geschwindigkeitsänderungs-raten-Regelventils angeordnet ist, und das eine Zwangskraft erzeugt, die dem Regeldruck des zweiten elektromagnetischen Ventils widersteht, wodurch, wenn der Regeldruck von dem zweiten elektromagnetischen Ventil sich verringert, der Betrag des Betriebsöldrucks, der durch das Druckregelventil geregelt wird, und der dem Primärzylinder zugeführt wird, zunimmt.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

Fig.1

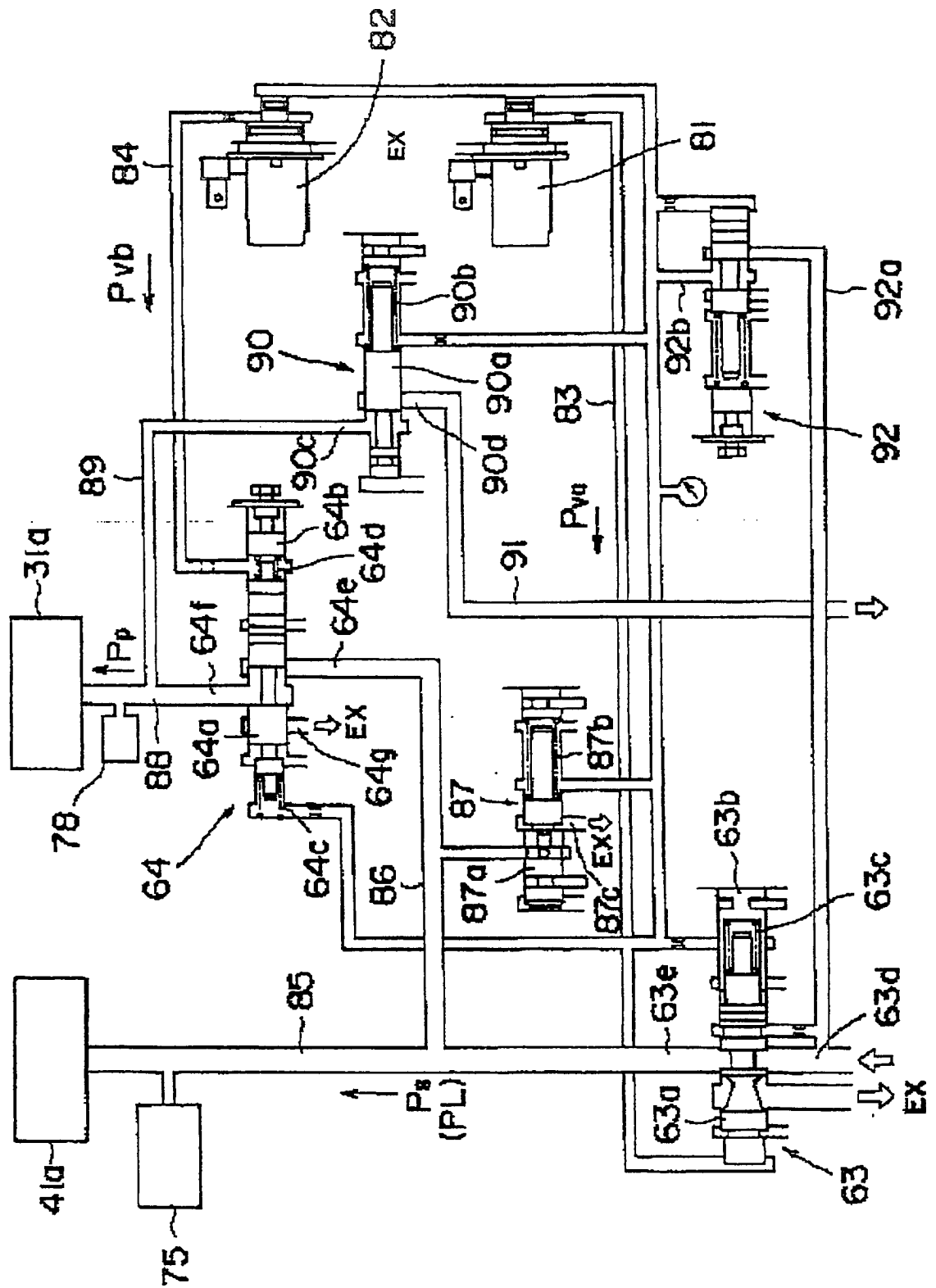
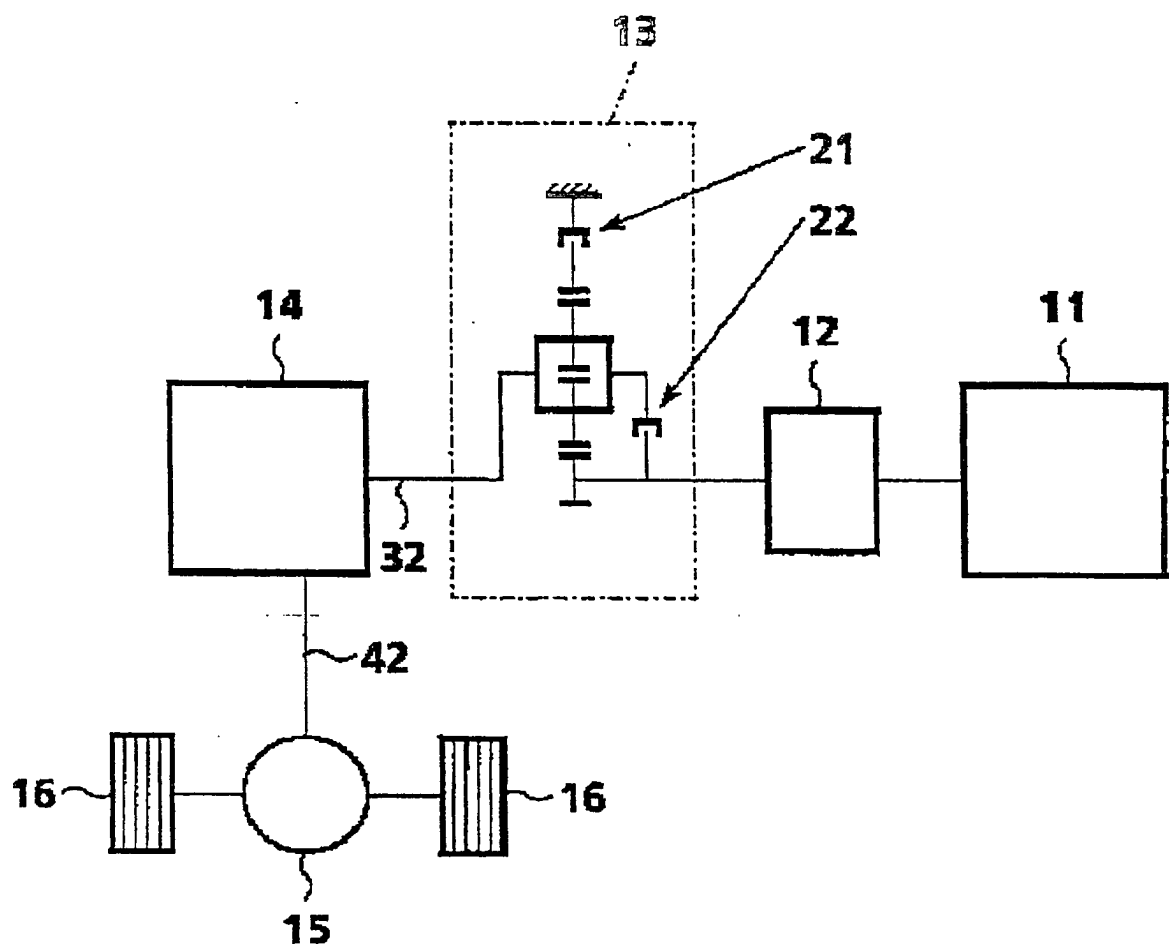


Fig.2



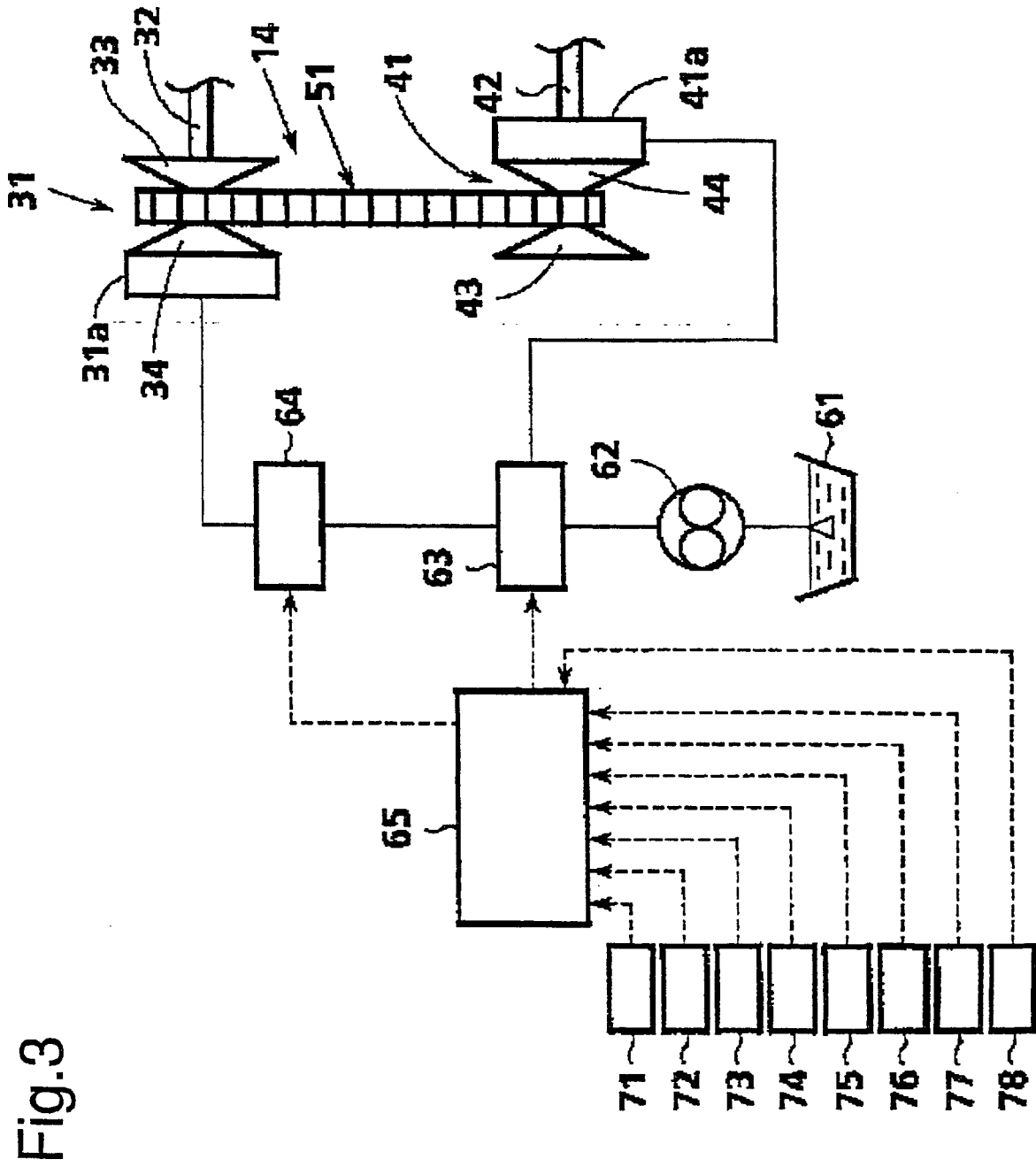


Fig.3