

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 600 918 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:

22.01.1997 Patentblatt 1997/04

(51) Int Cl.⁶: **F15B 11/02, F01L 1/34**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE92/00622

(21) Anmeldenummer: **92915854.1**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 93/05302 (18.03.1993 Gazette 1993/08)

(22) Anmeldetag: **30.07.1992**

(54) **HYDRAULISCHE STELLEINRICHTUNG**

HYDRAULIC CONTROLLING DEVICE

DISPOSITIF DE REGLAGE HYDRAULIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **29.08.1991 DE 4128656**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
15.06.1994 Patentblatt 1994/24

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:
• **RUOFF, Manfred**
D-7141 Möglingen (DE)

- **REMBOLD, Helmut**
D-7000 Stuttgart 40 (DE)
- **PFUHL, Berthold**
D-7145 Markgröningen (DE)
- **LEUTNER, Volkmar**
D-7251 Friolzheim (DE)
- **MUELLER, Martin**
D-7144 Asperg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 340 821 DE-A- 3 929 621
DE-A- 4 037 089 DE-A- 4 102 753
FR-A- 1 210 926 GB-A- 1 133 486

EP 0 600 918 B1

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).

Beschreibung

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Stelleinrichtung nach der Gattung des Hauptanspruchs. Aus der DE-OS 40 37 824 ist eine derartige hydraulische Stelleinrichtung bekannt, bei der die Teildrücke in den Druckräumen einen Differentialzylinder über ein elektromagnetisch betätigbares Steuerventil veränderbar sind. Die Teildrücke in den Druckräumen werden durch teilweises Abströmen von Druckmittel eingestellt, wobei durch entsprechende Ansteuerung des Steuerventils diese Teildrücke annähernd konstant gehalten werden. Bei stationärer Stellung des Differenzialkolbens wird das Steuerventil derart angesteuert, daß die Haltedrücke sehr viel geringer sind als die für eine Verstellbewegung benötigten Verstelldrücke. Dazu wird die Ringfläche des Differenzialzylinders von einer Pumpe stets mit Druckmittel beaufschlagt, während der Druck im Druckraum an der großen Kolbenfläche durch das elektromagnetisch betätigbare Steuerventil veränderbar ist. Dazu ist das Steuerventil als 3/2-Wegeventil ausgebildet und in eine Leitungsverbindung zwischen Pumpe und dem Druckraum an der großen Kolbenfläche geschaltet. Eine derartige hydraulische Stelleinrichtung wird beispielsweise eingesetzt, um in einer Brennkraftmaschine eine Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle (DE-OS 36 16 234) zu betätigen. Um in den Endstellungen des Steuerventils den jeweiligen druckführenden Anschluß gegen den Rücklaufanschluß sicher abzudichten, sind bei diesen Steuerventilen zum Teil enge und lange Führungsspalte für das Ventilglied notwendig. Dadurch sind diese Steuerventile unter Umständen schmutzempfindlich, d. h. bei verschmutztem Druckmittel (Motoröl der Brennkraftmaschine) kann die Ventilfunktion beeinträchtigt werden.

Aus der Schrift FR-A-1 210 926 ist eine hydraulische Stelleinrichtung mit einem Differentialkolben bekannt, bei der die Verstellung mit möglichst konstanter Verstellgeschwindigkeit in Abhängigkeit von einem elektrischen Ansteuersignal erfolgen soll. Dabei wird der Differentialkolben in Abhängigkeit vom Staudruck an der Festdrossel nach links bewegt, wenn das Steuerventil stromlos geschaltet ist. Damit jedoch der Abströmverlust über die Festdrossel nicht zu groß wird, muß deren Querschnitt klein ausgelegt werden, was zur Folge hat, daß bei aktiviertem Steuerventil die Verstellgeschwindigkeit von links nach rechts stark eingeschränkt ist. Diese verzögerte Verstellbewegung des Differentialkolbens ist jedoch für eine Vielzahl von Anwendungsfällen, insbesondere zur Verwendung zur Verstellung einer Nockenwelle einer Brennkraftmaschine nachteilig.

Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, eine hydraulische Stelleinrichtung so auszubilden, daß in beiden Verstellrichtungen des Differentialkolbens hohe

Verstellgeschwindigkeiten möglich sind und jederzeit eine Haltestellung des Differentialkolbens in jeder beliebigen Zwischenposition ermöglicht wird.

Diese Aufgabe wird durch die erfindungsgemäße hydraulische Stelleinrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Patentanspruchs 1, bzw. des Anspruchs 2, gelöst, die zudem den Vorteil aufweist, daß sie mit geringen Verlusten arbeitet, wenn keine Verstellbewegung des Differentialkolbens erfolgt, daß sie einfach aufgebaut ist und daß die Verschmutzungsempfindlichkeit des Steuerventils gering ist.

Weitere Vorteile der Erfindung und vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus den Unteransprüchen und der Beschreibung.

Zeichnung

Zwei Ausführungsbeispiele der Erfindung sind in der nachfolgenden Beschreibung und Zeichnung näher erläutert. Letztere zeigt in den Figuren 1 und 2 jeweils ein Ausführungsbeispiel einer hydraulischen Stelleinrichtung in vereinfachter Darstellung.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

In Figur 1 ist mit 10 eine hydraulische Stelleinrichtung bezeichnet, die einen Differentialzylinder 11 mit Differentialkolben 12, 13 aufweist. Der Druckraum 14 an der Ringfläche des Differentialzylinders ist über eine Druckleitung 15 stets von einer Pumpe 16 beaufschlagt, die von einer Antriebswelle 17, beispielsweise der Nockenwelle eines Verbrennungsmotors, angetrieben wird.

Der Druckraum 18 an der größeren wirksamen Kolbenfläche des Differentialzylinders ist über eine Leitung 19 mit dem Eingang 20 eines Druckbegrenzungsventils 21 verbunden. Dieses hat einen in einem nur angedeuteten Ventilgehäuse 22 ausgebildeten Druckraum 23, in dem ein Ventilglied 24 angeordnet ist, das mit einem Ventilsitz 25 am Eingang 20 zusammenwirkt. Der Druckraum 23 des Druckbegrenzungsventils 21 ist über eine Rücklaufleitung 26 mit einem Behälter 27 verbunden.

Der Druckraum 23 geht auf der dem Ventilsitz 25 gegenüber liegenden Seite in eine Längsbohrung 29 über, die durch das Gehäuse 30 eines Proportionalmagneten 31 verschlossen ist. Um die Längsbohrung 29 verlaufen mit Abstand zueinander zwei ringförmige Steuernuten 32, 33. Im Inneren der Längsbohrung 29 ist ein Steuerschieber 34 angeordnet, der eine in dessen mittlerem Bereich verlaufende umlaufende Ringnut 35 hat, die auf noch zu erläuternde Weise mit den Steuernuten 32, 33 zusammenwirkt. An der unteren Stirnseite 36 des Steuerschiebers 34 liegt der Betätigungsstößel 37 des Proportionalmagneten 31 an. An der oberen Stirnseite 38 liegt das eine Ende einer Druckfeder 39 an, deren entgegengesetztes Ende sich am Ventilglied 24 abstützt.

Von der Druckleitung 19 zweigt eine Verbindungsleitung 41 ab, die über eine zwischengeschaltete Dros-

sel 42 mit der Druckleitung 15 verbunden ist. Eine erste Bypass-Leitung 43 führt von der Druckleitung 19 zur unteren Steuernut 33 im Ventilgehäuse 22. Von der oberen Steuernut 32 geht eine zweite Bypass-Leitung 44 aus, die zwischen Drossel 42 und Druckleitung 15 in die Verbindungsleitung 41 mündet.

Die hydraulische Stelleinrichtung 10 ist beispielsweise in einer Einrichtung zur stetigen Verstellung der Nockenwelle einer Brennkraftmaschine relativ zu deren Kurbelwelle eingesetzt, wodurch eine Phasenverschiebung zwischen diesen beiden Wellen erzeugt wird.

Als aktives Steuerelement der hydraulischen Stelleinrichtung dient das durch den Proportionalmagneten 31 betätigte Druckbegrenzungsventil 21. Der Proportionalmagnet 31 ist in der dargestellten Stellung nicht erregt, d. h. der Betätigungsstößel 37 und der Steuerschieber 34 befinden sich in ihrer unteren Neutralposition. Dadurch wird nur aufgrund der Vorspannung der Druckfeder 39 eine Kraft auf das Ventiltglied 24 ausgeübt, die dieses gegen den Ventilsitz 25 drückt. Diese (Rest-)Vorspannung ist relativ gering, d. h., die Druckfeder 39 ist nahezu vollständig entspannt.

In dieser unteren Neutralposition befindet sich die Ringnut 35 des Steuerschiebers 34 im Bereich der unteren Steuernut 33 in der Längsbohrung 29 des Ventilgehäuses 22. Die obere Steuernut 32 ist durch den Steuerschieber 34 gegen die untere Steuernut 33 abgeschlossen.

Der Druckraum 14 des Differentialzylinders 11 wird über die Druckleitung 15 direkt von der Pumpe 16 mit Druck beaufschlagt. Die Pumpe 16 ist zur Förderstrombegrenzung vorteilhafterweise mit einer Saugdrosselung versehen. Gleichzeitig ist der Druckraum 18 an der großen Kolbenfläche des Differentialkolbens 12 über die Druckleitung 19 mit dem Eingang 20 des Druckbegrenzungsventils 21 verbunden. Diese Druckleitung 19 ist zusätzlich über die Verbindungsleitung 41 mit zwischengeschalteter Drossel 42 mit der Druckleitung 15 verbunden. In der beschriebenen Schaltstellung sind währenddessen die beiden Bypass-Leitungen 43, 44 durch den Steuerschieber 34 jeweils einseitig verschlossen.

Im Druckraum 14 baut sich über die Druckleitung 15 ein Druck auf, der dem Staudruck vor der Drossel 42 in der Leitung 41 entspricht. Gleichzeitig kann sich im Druckraum 18 aufgrund dessen Verbindung mit dem Druckbegrenzungsventil 21 und der geringen Vorspannung der Druckfeder 39 nur ein geringer Gegendruck aufbauen. Bei Überschreiten eines vorgegebenen Gegendruckes öffnet das Druckbegrenzungsventil 21, d. h. das Ventiltglied 24 hebt vom Ventilsitz 25 ab, so daß eine Verbindung über den Druckraum 23 und die Rücklaufleitung 26 zum Behälter 27 entsteht. Der Differentialkolben wird durch den im Druckraum 14 wirkenden Druck nach links verschoben.

In der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle bedeutet diese Bewegung des Differentialkolbens eine Verstellung der Nockenwelle

nach "spät", d. h. zu einer späten Drehlage bzw. später Ventilbetätigung.

Zur Verstellung nach "früh" bzw. früher Drehlage muß der Differentialkolben 12, 13 nach rechts bewegt werden. Dazu wird der Proportionalmagnet 31 erregt, so daß sich der Betätigungsstößel 37 und damit der Steuerschieber 34 nach oben bewegen. Somit wird die Vorspannung der Druckfeder 39 und damit der Öffnungsdruck des Druckbegrenzungsventils 21 erhöht, so daß sich im Druckraum 18 ein höherer Druck aufbauen kann. Gleichzeitig werden aufgrund der Verschiebung des Steuerschiebers 34 die Steuernut 32 und 33 in der Längsbohrung 29 über die Ringnut 35 des Steuerschiebers verbunden. Damit entsteht über die Bypass-Leitungen 44 und 43 ein Bypass zur Drossel 42, so daß der Druckraum 18 an der größeren Kolbenfläche des Differentialzylinders über die Leitungen 43 und 44 sowie die Verbindungsleitung 41 unter Umgehung der Drossel 42 mit der Druckleitung 15 verbunden ist. Aufgrund der größeren wirksamen Kolbenfläche wird der Differentialkolben 12, 13 nach rechts bewegt. Durch die Umgehung der Drossel 42 über die Bypass-Leitung 42, 43 werden Energieverluste vermieden. Zur Einhaltung einer stationären Zwischenstellung des Differentialkolbens wird der Druck am Druckbegrenzungsventil 21 über entsprechende Erregung (geringere Bestromung) des Proportionalmagneten 31 gerade so eingestellt, daß die resultierende Kraft am Differentialkolben aufgrund der Drücke in den beiden Druckräumen gerade der Rückstellkraft aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle entspricht. Über entsprechende Ansteuerung der Proportionalmagneten wird ebenfalls gewährleistet, daß diese Haltedrücke auch bei sich ändernden Drehzahlen der Nockenwelle auf einem Niveau gehalten werden, das gerade ausreicht, die Rückstellkräfte aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle aufzunehmen.

Durch die beschriebene Ausbildung der hydraulischen Stelleinrichtung und des Druckbegrenzungsventils ist ein Motornotlauf auch bei Ausfall des Proportionalmagneten bzw. der Hydraulikversorgung gewährleistet. Bei Ausfall des Proportionalmagneten 31 geht der Steuerschieber 34 in seine Neutralposition zurück. Gleichzeitig ist die Druckfeder 39 nahezu entspannt, so daß - wie zuvor beschrieben - der Differentialkolben nach links ("spät") verstellt wird. Bei Ausfall der Hydraulikversorgung wird der Differentialkolben 12, 13 aufgrund der mechanischen Rückstellkraft aus der Einrichtung zur Verstellung der Nockenwelle nach links bewegt. In beiden Fällen ist aufgrund dieser Rückstellung zur "späten" Drehlage der Nockenwelle ein Motornotlauf gesichert.

Durch die Nutzung des Druckbegrenzungsventils 21 als aktives Steuerelement werden lange Dichtspalte und enge Passungen zur Hochdruckabdichtung vermieden. Damit ist die Verschmutzungsempfindlichkeit gering, so daß die hydraulische Stelleinrichtung besonders gut für den Einsatz in Brennkraftmaschinen mit be-

triebsbedingt verschmutztem Motoröl geeignet ist.

In Figur 2 ist eine Abwandlung des obigen Ausführungsbeispiels beschrieben, bei der die Drossel in der Verbindung zwischen den beiden Druckleitungen durch ein passives Druckbegrenzungsventil ersetzt ist.

Die beiden Druckleitungen 15 und 19 werden in diesem Ausführungsbeispiel durch zwei Verbindungsleitungsabschnitte 41a, 41b verbunden. Der Leitungsabschnitt 41a führt von der Druckleitung 15 zum Eingang 46 des passiven Druckbegrenzungsventils 47. Von dessen Ausgang 48 führt die Verbindungsleitung 41b zur Druckleitung 19. Das passive Druckbegrenzungsventil 47 hat einen zylinderförmigen Ventilraum 50, der in einen kegelförmigen Druckraum 51 mündet. Im Ventilraum 50 ist ein zylindrisches Ventilglied 52 geführt, dessen obere Stirnseite 53 mit der Kegelfläche 54 des Druckraumes zusammenwirkt. An der gegenüberliegenden Stirnseite 55 liegt eine Druckfeder 56 an, deren entgegengesetztes Ende am Boden 57 des Ventilraumes anliegt. Der die Druckfeder aufnehmende Teil des Ventilraumes ist über eine Leckölleitung 58 mit einem Behälter 59 verbunden.

Der Eingang 46 des Druckbegrenzungsventils ist so am Druckraum angeordnet, daß er mit der Stirnfläche des Ventilglieds zusammenwirkt, der Ausgang ist unterhalb davon im Bereich der Mantelfläche des Ventilglieds angeordnet.

Das Druckbegrenzungsventil 21a wird in diesem Ausführungsbeispiel über die Druckfeder 39a direkt vom Proportionalmagneten 31 geregelt, ein Steuerschieber - wie in Figur 1 - ist nicht zwischengeschaltet.

Bei stromlosem Proportionalmagneten baut sich der zur Verstellung des Differentialzylinders nach links ("spät") notwendige Druck von etwa 30 bar in der der Ringfläche des Differentialzylinders zugeordneten Druckkammer 14 auf. Die Vorspannung des passiven Druckbegrenzungsventils 47 ist entsprechend eingestellt, so daß der Druckraum 18 praktisch drucklos ist.

Zur Verstellung des Differentialkolbens nach rechts ("früh") wird durch entsprechende Ansteuerung des Proportionalmagneten die Vorspannung der Druckfeder 39a erhöht, so daß der Druck in der Druckleitung 15 und den Verbindungsleitungen 41a, 41b ansteigt. Das passive Druckbegrenzungsventil 47 öffnet dabei vollständig. Der freigegebene Querschnitt ist dabei so bemessen, daß kein nennenswerter Drosselverlust auftritt.

In der beschriebenen Ausführung des passiven Druckbegrenzungsventils 47 sind relativ enge Passungen für die Führung des Ventilglieds 52 im Ventilraum 50 nötig, um den Druck im Druckraum 51 gegen die Leckölleitung 58 abzudichten. Um diesen Nachteil zu umgehen, kann das Druckbegrenzungsventil auch als Sitzventil mit freigeführtem Ventilglied ausgeführt werden. Dabei wirkt dann der am Steuerventil 21a eingestellte Druck auf die Rückseite (Ausgangsseite) des Ventilglieds. Nachteilig bei diesem zweiten Ausführungsbeispiel ist jedoch, daß zur Verstellung des Differentialkolbens nach rechts ("früh") der Öffnungsdruck

des passiven Druckbegrenzungsventils ständig überwunden werden muß.

In der in Figur 2 beschriebenen Ausführungsform der hydraulischen Stelleinrichtung kann als aktives Steuerelement anstelle des Druckbegrenzungsventils 21a auch ein 2/2-Wegeventil eingesetzt werden, das in getakteter Form von einem Elektromagneten angesteuert wird. Die Druckregelung erfolgt dann über Steuerung bzw. Regelung des Volumenstroms.

Patentansprüche

1. Hydraulische Stelleinrichtung (10) mit einem Differentialkolben (12, 13), dessen Ringfläche stets von einer Pumpe (16) mit Druckmittel beaufschlagt ist, mit einer Drosseleinrichtung (42, 34) in einer Leitungsverbindung (15, 41, 19, 43, 44) zwischen der Pumpe (16) und dem Druckraum (18) an der großen Kolbenfläche, dessen Druck durch ein elektromagnetisch betätigbares, in einem Leitungsabzweig (19) von der Leitungsverbindung zwischen der Pumpe und diesem Druckraum (18) angeordnetes Steuerventil (21) veränderbar ist, indem der Druck in diesem Leitungsabzweig (19) durch Abströmen von Druckmittel über das Steuerventil veränderbar ist, wobei sich in den Druckräumen (14, 18) durch teilweises Abströmen von Druckmittel jeweils ein Teildruck einstellt, der durch entsprechende Ansteuerung des Steuerventils stetig oder unstetig in Abhängigkeit bestimmter Kriterien annähernd konstant gehalten ist, wobei bei stationärer Stellung des Differentialkolbens Haltedrücke eingestellt sind, die sehr viel geringer sind als die Verstelldrücke, dadurch gekennzeichnet, daß sich der Drosselquerschnitt der Drosseleinrichtung (42, 34) in Abhängigkeit vom Einstelldruck des Steuerventils (21) ändert.
2. Hydraulische Stelleinrichtung (10) mit einem Differentialkolben (12, 13), dessen Ringfläche stets von einer Pumpe (16) mit Druckmittel beaufschlagt ist, während der Druck im Druckraum (18) an der großen Kolbenfläche durch ein elektromagnetisch betätigbares, in einem Leitungsabzweig (19) von der Leitungsverbindung zwischen der Pumpe und diesem Druckraum (18) angeordnetes Steuerventil (21a) veränderbar ist, indem der Druck in diesem Leitungsabzweig durch Abströmen von Druckmittel über das Steuerventil veränderbar ist, wobei sich in den Druckräumen (14, 18) durch teilweises Abströmen von Druckmittel jeweils ein Teildruck einstellt, der durch entsprechende Ansteuerung des Steuerventils stetig oder unstetig in Abhängigkeit bestimmter Kriterien annähernd konstant gehalten ist, wobei bei stationärer Stellung des Differentialkolbens Haltedrücke eingestellt sind, die sehr viel geringer sind als die Verstelldrücke, dadurch gekennzeichnet,

zeichnet, daß in einer Leitungsverbindung (15, 41a, 41b, 19) zwischen der Pumpe (16) und dem Druckraum (18) an der großen Kolbenfläche ein Druckbegrenzungsventil (47) angeordnet ist, das ein-

3. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuer-

4. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 1 oder 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Drossel-

5. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 4, da-

6. Hydraulische Stelleinrichtung nach einem der An-

7. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 2, da-

8. Hydraulische Stelleinrichtung nach Anspruch 2, da-

9. Hydraulische Stelleinrichtung nach einem der An-

Claims

1. Hydraulic setting device (10), having a differential

ing a throttle device (42, 34) in a conduit connection (15, 41, 19, 43, 44) between the pump (16) and the pressure space (18) at the large piston surface, the pressure of which pressure space (18) can be varied by an electromagnetically actuated control valve (21) arranged in a conduit branch (19) from the conduit connection between the pump and this pressure space (18), it being possible to vary the pressure in this conduit branch (19) by spilling pressure medium via the control valve so that a part pressure is respectively produced in the pressure spaces (14, 18) by partial spilling of pressure medium, which part pressure is kept approximately constant by corresponding continuous or discontinuous activation of the control valve as a function of certain criteria and so that retention pressures, which are very much smaller than the adjusting pressures, are set in the case of a non-transient position of the differential piston, characterized in that the throttle cross-section of the throttle device (42, 34) changes as a function of the setting pressure of the control valve (21).

2. Hydraulic setting device (10), having a differential piston (12, 13) whose annular surface is continually subjected to pressure medium by a pump (16) whereas the pressure in the pressure space (18) at the large piston surface can be varied by an electromagnetically actuated control valve (21a) arranged in a conduit branch (19) from the conduit connection between the pump and this pressure space (18), it being possible to vary the pressure in this conduit branch by spilling pressure medium via the control valve so that a part pressure is respectively produced in the pressure spaces (14, 18) by partial spilling of pressure medium, which part pressure is kept approximately constant by corresponding continuous or discontinuous activation of the control valve as a function of certain criteria and so that retention pressures, which are very much smaller than the adjusting pressures, are set in the case of a non-transient position of the differential piston, characterized in that a pressure limiting valve (47) is arranged in a conduit connection (15, 41a, 41a, 19) between the pump (16) and the pressure space (18) at the large piston surface, which pressure limiting valve (47) is subjected to pressure by the pump (16) and is connected at the outlet end to the pressure space (18) at the large piston surface.

3. Hydraulic setting device according to Claim 1 or 2, characterized in that the control valve (21, 21a) is a pressure limiting valve which is actuated by a proportional magnet (31).

4. Hydraulic setting device according to Claim 1 or 3, characterized in that the throttle device has a throt-

tile (42) with a fixed throttle cross-section and a variable by-pass device (32 to 35) connected in parallel with it.

5. Hydraulic setting device according to Claim 4, characterized in that the by-pass device (32 to 35) has a control spool (34) which is actuated by the proportional magnet (31) and which interacts with two control grooves (32, 33), of which one control groove (32) is connected to the conduit connection (15, 41, 19) upstream of the throttle (32) and the other control groove (33) is connected to the conduit connection (15, 41, 19) downstream of the throttle (32).
6. Hydraulic setting device according to one of Claims 2 or 4, characterized in that the control valve is an electromagnetically activated 2/2-way valve.
7. Hydraulic setting device according to Claim 2, characterized in that the rear of the valve element (52) of the pressure limiting valve (47) is subjected to ambient pressure.
8. Hydraulic setting device according to Claim 2, characterized in that the valve element of the pressure limiting valve (47) is freely guided, the pressure set at the control valve (21a) acting on the rear of the valve element.
9. Hydraulic setting device according to one of Claims 1 to 8, characterized in that this setting device actuates a device for adjusting the camshaft of an internal combustion engine relative to its crankshaft.

Revendications

1. Installation de réglage hydraulique (10) comprenant un piston différentiel (12, 13) dont la surface annulaire est toujours sollicitée en fluide sous pression par une pompe (16), une installation d'étranglement (42, 34) dans une conduite de liaison (15, 41, 19, 43, 44) entre la pompe (16) et la chambre de pression (18) du côté de la grande surface de piston, et dont la pression est modifiée par une vanne de commande (21) actionnée par un moyen électromagnétique, dans une conduite de dérivation (19) entre la conduite de liaison de la pompe et de la chambre de pression (18), par variation de la pression dans cette conduite de dérivation (19) par échappement de fluide sous pression à travers la vanne de commande, et dans les chambres de pression (14, 18) par la sortie partielle de fluide sous pression, il s'établit chaque fois une pression partielle maintenue pratiquement constante par la commande correspondante de la soupape de commande, en continu ou de manière discontinue selon

certaines critères, et, en position stationnaire du piston différentiel, les pressions de maintien réglées étant beaucoup plus faibles que la pression de réglage,

caractérisée en ce que la section d'étranglement de l'installation d'étranglement (42, 34) varie en fonction de la pression de réglage de la vanne de commande (21).

2. Installation de réglage hydraulique (10) comprenant un piston différentiel (12, 13) dont la surface annulaire est toujours sollicitée en fluide sous pression par une pompe (16), alors que la pression dans la chambre de pression (18) au niveau de la grande surface de piston est variable par une vanne de commande (21a) à actionnement électromagnétique, prévue dans une branche de conduite (19) reliant la conduite de liaison entre la pompe et cette chambre de pression (18), tandis que la pression est modifiée dans la branche de conduite par échappement de fluide sous pression à travers la vanne de commande, et dans les chambres de pression (14, 18), par échappement partiel de fluide sous pression, il s'établit chaque fois une pression partielle maintenue pratiquement constante par une commande correspondante de la soupape de commande, en continu ou de manière discontinue, selon certains critères, et pour la position stationnaire du piston différentiel, des pressions de maintien s'établissent qui sont beaucoup plus faibles que les pressions de réglage, caractérisée en ce que dans la conduite de liaison (15, 41a, 41b, 19) entre la pompe (16) et la chambre de pression (18), au niveau de la grande surface de piston, il y a une soupape de limitation de pression (47) dont l'entrée est sollicitée par la pompe (16) et dont la sortie est reliée à la chambre de pression (18) au niveau de la grande surface de piston.

3. Installation de réglage hydraulique selon la revendication 1 ou 2, caractérisée en ce que la soupape de commande (21, 21a) est une soupape de limitation de pression actionnée par un électroaimant proportionnel (31).
4. Installation de réglage hydraulique selon la revendication 1 ou 3, caractérisée en ce que l'installation d'étranglement comporte un organe d'étranglement (42) à section d'étranglement fixe et en parallèle à celui-ci, une installation de dérivation variable (32-35).
5. Installation de réglage hydraulique selon la revendication 4, caractérisée en ce que

l'installation de dérivation (32-35) comporte un tiroir de commande (34) actionné par un électroaimant proportionnel (31) qui coopère avec deux rainures de commande (32, 33) et dont une rainure de commande (32) en amont et une autre rainure de commande (33) en aval de l'organe d'étranglement (42), sont reliées à la conduite de liaison (15, 41, 19). 5

6. Installation de réglage hydraulique selon l'une des revendications 2 ou 4, 10
caractérisée en ce que
la vanne de commande est un distributeur à tiroir à 2/2 voies à commande électromagnétique.
7. Installation de réglage hydraulique selon la revendication 2, 15
caractérisée en ce que
l'organe d'obturation (52) de la soupape de limitation de pression (47) est sollicité sur sa face arrière par la pression de contournement. 20
8. Installation de réglage hydraulique selon la revendication 2, 25
caractérisée en ce que
l'organe d'obturation de la soupape de limitation de pression (47) est guidé librement, et la pression réglée sur la soupape de commande (21a) agit sur la face arrière de l'organe d'obturation.
9. Installation de réglage hydraulique selon l'une des revendications 1 à 8, 30
caractérisée en ce qu'
elle actionne une installation pour régler l'arbre à cames d'un moteur à combustion interne par rapport à son vilebrequin. 35

40

45

50

55

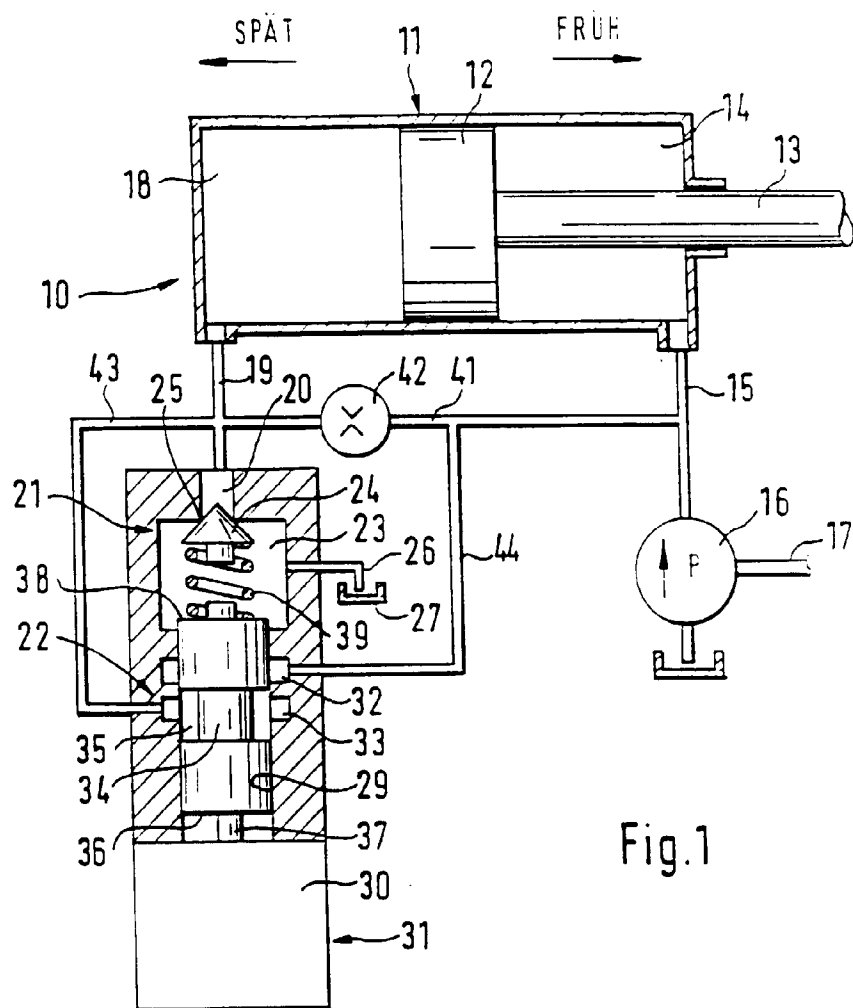


Fig. 1

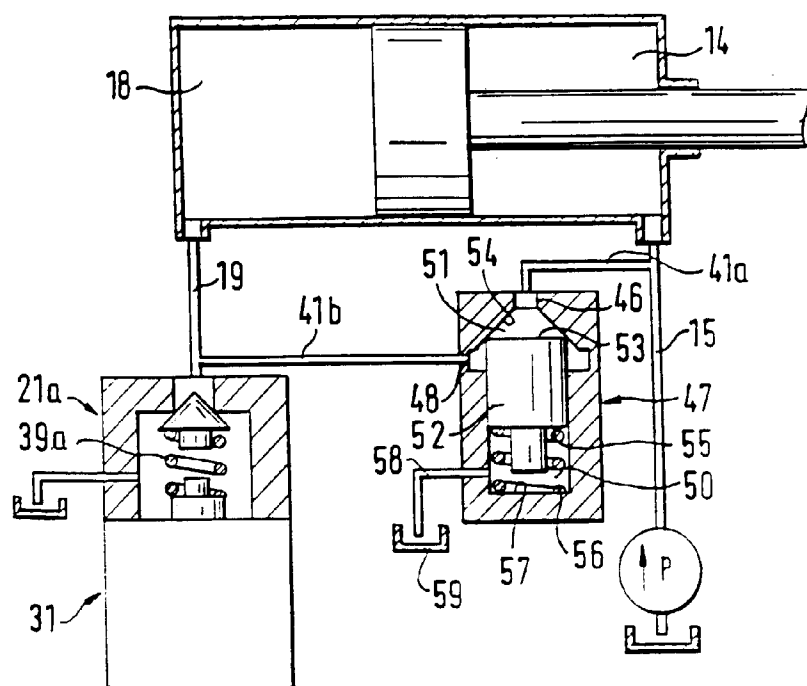


Fig. 2