

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 0 823 559 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
31.10.2001 Patentblatt 2001/44

(51) Int Cl.7: **F15B 11/05**, F15B 13/01

(21) Anmeldenummer: **97112410.2**

(22) Anmeldetag: **19.07.1997**

(54) **Hydraulische Steuereinrichtung**

Hydraulic control device

Dispositif de commande hydraulique

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

(30) Priorität: **09.08.1996 DE 19632201**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
11.02.1998 Patentblatt 1998/07

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

(72) Erfinder: **Loedige, Heinrich**
71665 Vaihingen (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 615 024 EP-A- 0 676 547
DE-A- 3 422 978 DE-A- 3 844 400
DE-A- 4 446 145

EP 0 823 559 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

[0001] Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Steuereinrichtung nach der im Oberbegriff des Anspruchs 1 näher angegebenen Gattung.

[0002] Es ist schon eine solche hydraulische Steuereinrichtung aus der DE 44 46 145 A1 bekannt, die zum Steuern eines einfachwirkenden Motors dient und zum Heben und Senken der Last zwei Proportionaldrosselventile aufweist, die als Zwei-Wege-Ventile ausgebildet sind, elektromagnetisch angesteuert werden und baulich voneinander getrennt sind. Eine zusätzliche Druckwaage sorgt für eine lastkompensierte Volumenstromsteuerung beim Heben. Obwohl eine Lastkompensation beim Heben in vielen Anwendungsfällen ausreicht, ist eine solche lastdruckkompensierte Steuerung in manchen Fällen auch beim Senken erwünscht, was bei der vorbekannten Steuereinrichtung nicht möglich ist. Da die Steuereinrichtung zum sicheren Absperren der einfach wirkenden Last besonders dicht sein soll, werden Sitzventile zum Absperren des Motoranschlusses verwendet. Die Druckwaage ist hier zulaufseitig stromaufwärts des Proportionaldrosselventils geschaltet, wobei sie wahlweise als Zwei-Wege- bzw. Vier-Wege-Ventil ausgebildet ist. Das Senken der Last erfolgt lastdruckabhängig.

[0003] Weiterhin ist aus der DE 34 22 978 eine hydraulische Steuereinrichtung bekannt, bei der in eine Arbeitsleitung zwischen einem Proportionalventil und einem Motor eine Druckwaage geschaltet ist. Der hydraulische Motor ist hier als doppeltwirkender Verbraucher ausgebildet und dementsprechend das zur Steuerung dienende Proportionalventil als Vier-Wege-Ventil ausgeführt, das für die Lastdruckrückführung zusätzliche Steueranschlüsse aufweist. Da die Druckwaage hier einmal im Zulaufstrom und einmal im Ablaufstrom liegt, ist zur Umschaltung der auf die Druckwaage einwirkenden Druckdifferenz ein magnetisch betätigbares 4/2-Schaltventil vorgesehen, das abhängig von der Betätigung des Proportionalventils umgeschaltet werden muß. Diese Steuereinrichtung eignet sich nicht für eine Schaltung mit 2-Wege-Proportionaldrosselventilen; zudem ist der Aufwand für den Steuerkreis der Druckwaage relativ hoch. Auch verwendet diese Steuereinrichtung keine Sitzventile in der von der Druckwaage beeinflussten Arbeitsleitung, so daß es sich nicht zum leckarmen Absperren einer einfach wirkenden Last eignet.

Vorteile der Erfindung

[0004] Die erfindungsgemäße hydraulische Steuereinrichtung mit den kennzeichnenden Merkmalen des Anspruchs 1 hat demgegenüber den Vorteil, daß sie auch unter Beibehaltung einer dichten, leakagearmen Bauweise eine druckkompensierte Volumenstromsteuerung auch bei Senken ermöglicht, so daß nun eine

lastdruckunabhängige Steuerung des Motors in dessen beiden Richtungen möglich ist. Die Vorteile der Bauweise mit Zwei-Wege-Proportionalventilen werden dabei unverändert beibehalten. Während im Arbeitskreis selbst kein Mehraufwand erforderlich ist, bedarf es lediglich relativ einfacher, platzsparender und kostengünstiger Änderungen im Steuerkreis der Steuereinrichtung.

[0005] Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Anspruch 1 angegebenen Steuereinrichtung möglich. Besonders zweckmäßig ist eine Ausbildung nach Anspruch 2, wodurch das erste Proportionaldrosselventil für die Funktion Heben als kostengünstiges Schieberventil ausgeführt werden kann, wobei ein billiges Rückschlagventil die Funktion der Dichtheit in der Schaltung übernimmt. Vorteilhaft ist ferner, wenn die beiden Proportionaldrosselventile gemäß Anspruch 3 ausgeführt und dementsprechend angesteuert werden. Für die Dichtheit der Schaltung ist es vorteilhaft, wenn gemäß Anspruch 4 das zweite Proportionaldrosselventil in Sitzventilbauweise ausgeführt und damit die Funktion der sicheren Abdichtung integriert ist. Besonders zweckmäßige und einfache Bauweisen lassen sich erreichen, wenn die Steuerkreise gemäß den Ansprüchen 5 bis 8 ausgeführt werden. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus den übrigen Ansprüchen, der Beschreibung sowie der Zeichnung.

Zeichnung

[0006] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen die einzige Figur ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen hydraulischen Steuereinrichtung in vereinfachter Darstellung.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0007] Die Figur zeigt in vereinfachter Darstellung eine hydraulische Steuereinrichtung 10 zur lastkompensierten Volumenstromsteuerung für einen hydraulischen Motor 11, der hier als einfachwirkender Arbeitszylinder ausgebildet ist, wie er in Hubwerken zum Heben, Halten und Senken von Lasten, insbesondere in Staplern oder Traktoren verwendet wird.

[0008] Die Steuereinrichtung 10 weist hier einen Ventilblock 12 auf, der zwischen eine Anschlußplatte 13 und einen zusätzlichen Ventilblock 14 geflanscht ist und der von einem durchgehenden Pumpenkanal 15 sowie einem durchgehenden Rücklaufkanal 16 durchdrungen ist. In eine von diesem Pumpenkanal 15 abgehende und zu einem Motoranschluß 17 führende Zulaufleitung 18 sind hintereinander ein erstes Proportionaldrosselventil 19, ein den Motor 11 absicherndes Rückschlagventil 21 sowie eine Druckwaage 22 geschaltet. Ferner ist in eine

von dem Rücklaufkanal 16 zum Motoranschluß 17 führende Ablaufleitung 23 ein zweites Proportionaldrosselventil 24 geschaltet, das als Sitzventil ausgeführt ist. Die Zulaufleitung 18 und die Rücklaufleitung 23 bilden im Bereich zwischen Motoranschluß 17 und einer Abzweigung 25 einen gemeinsamen Leitungsabschnitt 26, in dem die Druckwaage 22 liegt. Das Rückschlagventil 21 liegt in der Zulaufleitung 18 stromaufwärts von der Abzweigung 25.

[0009] Beide Proportionaldrosselventile 19, 24 sind in Bezug auf ihre Arbeitsströme als Zwei-Wege-Ventile ausgeführt, die jeweils proportional arbeiten und elektromagnetisch betätigt werden, wozu ihre Proportionalmagnete von einem elektronischen Steuergerät 27 ansteuerbar sind. Dementsprechend weisen die Proportionaldrosselventile 19, 24 jeweils zwei Arbeitsanschlüsse P, A auf, von denen in der jeweiligen Ausgangsstellung der P-Anschluß abgesperrt ist.

[0010] Das erste Proportionaldrosselventil 19 hat einen ersten Steueranschluß 28, der über eine erste Steuerleitung 31 mit der nicht federbelasteten Stirnseite der Druckwaage 22 in Verbindung steht. Ferner führt eine zweite Steuerleitung 32 vom Arbeitsanschluß A des ersten Proportionalventils 19 zu derjenigen Stirnseite der Druckwaage 22, die von einer Regelfeder 33 belastet ist. In die erste Steuerleitung 31 ist ferner ein Wechselventil 34 geschaltet, das über eine dritte Steuerleitung 35 mit dem Arbeitsanschluß P des zweiten Proportionaldrosselventils 24 in Verbindung steht. Das Wechselventil 34 ist dabei im Steuerkreis so angeordnet und geschaltet, daß es den höheren Druck im ersten Steueranschluß 28 bzw. im Arbeitsanschluß P des zweiten Proportionaldrosselventils 24 auswählt und an die Druckwaage 22 weiterleitet. In der gezeigten Ausgangsstellung 29 des ersten Proportionaldrosselventils 19 ist dessen erster Steueranschluß 28 über eine vierte Steuerleitung 40 zum Rücklaufkanal 16 entlastet, wobei diese Entlastung über eine Querverbindung 30 im Steuerglied des ersten Proportionaldrosselventils 19 auch für den Arbeitsanschluß A wirksam ist. Das Steuerglied des ersten Proportionaldrosselventils 19 ist von seinem Proportionalmagneten gegen die Kraft einer Feder aus der Ausgangsstellung 29 in Arbeitsstellungen 36 verstellbar, wobei eine Meßdrossel 37 proportional zur Größe des elektrischen Eingangssignals aufsteuerbar ist. In den Arbeitsstellungen 36 wird der Druck stromaufwärts der Meßdrossel 37 stets zum ersten Steueranschluß 28 geführt.

[0011] Wie die vereinfachte Darstellung des zweiten Proportionaldrosselventils 24 näher zeigt, ist es trotz seiner proportionalen Arbeitsweise als Drosselventil auch als Sitzventil ausgeführt, so daß es in seiner Ausgangsstellung 38 den Motor 11 sicher hydraulisch absperrt. In den Arbeitsstellungen 39 wird entsprechend der Funktion als Proportionaldrosselventil die Meßdrossel mehr oder weniger stark aufgesteuert.

[0012] Ein in der Druckwaage 22 angeordneter Regelschieber 41 wird von der Regelfeder 33 in Richtung

einer die Verbindung im Leitungsabschnitt 26 aufsteuernden Ausgangsstellung 42 gedrückt, während er von einer Druckdifferenz gegen die Kraft der Regelfeder 33 in Richtung einer Sperrstellung 43 auslenkbar ist.

[0013] Der Druck in der Zulaufleitung 18 im Bereich zwischen erstem Proportionaldrosselventil 19 und Rückschlagventil 21 wird von einer fünften Steuerleitung 44 abgegriffen und zu einem zweiten Wechselventil 45 geführt, das in einen Steuerkreis 46 für eine System-Druckwaage 47 geschaltet ist. Dabei liegt die System-Druckwaage 47 in einem Bypaß 48 zwischen dem von einer Pumpe 49 mit Druckmittel versorgten Pumpenkanal 15 und dem Rücklaufkanal 16.

[0014] Die Wirkungsweise der Steuereinrichtung 10 wird wie folgt erläutert, wobei die grundsätzliche Funktion von derartigen Proportionaldrosselventilen 19, 24 als an sich bekannt vorausgesetzt wird.

[0015] Werden beide Proportionaldrosselventile 19, 24 von dem elektronischen Steuergerät 27 nicht angesteuert, so nehmen sie ihre federzentrierten Ausgangsstellungen 29 bzw. 38 ein. Eine Last im Motor 11 wird einerseits in der Zulaufleitung 18 durch das Rückschlagventil 21 und in der Ablaufleitung 23 durch die Sitzfunktion des zweiten Proportionaldrosselventils 24 sicher abgesperrt. Ferner sorgt das Wechselventil 34 im Steuerkreis für eine sichere Abdichtung, so daß eine hohe Dichtheit der Steuereinrichtung 10 erreicht wird, wodurch der Motor 11 weitestgehend leakagefrei gehalten werden kann. Lediglich zwischen einer Steuerkante in der Druckwaage 22 und dessen zugeordnetem Federraum kann sich ein Leckölstrom ausbilden, der sich aber durch eine entsprechende Gestaltung der Druckwaage, zum Beispiel in Sitzbauweise oder mit langer Schieberführung, beeinflussen läßt. In der Ausgangsstellung 29 des ersten Proportionaldrosselventils 19 ist der erste Steueranschluß 28 ebenso wie der zugeordnete Arbeitsanschluß A über die vierte Steuerleitung 40 zum Rücklaufkanal 16 entlastet. Somit kann sich an der von der Regelfeder 33 belasteten Stirnseite der Druckwaage 22 kein Druck aufbauen. Ein im Motor 11 herrschender Lastdruck kann sich allenfalls über die Druckwaage 22 am Arbeitsanschluß P des zweiten Proportionaldrosselventils 24 aufbauen und über die dritte Steuerleitung 35 und das Wechselventil 34 auf die nicht von der Feder belastete Stirnseite der Druckwaage 22 wirken und diese in Richtung Sperrstellung 43 verschieben.

[0016] Bei nicht betätigtem Ventilblock 12 kann auch der Steuerkreis 46 über das zweite Wechselventil 45, die fünfte Steuerleitung 44 und das erste Proportionaldrosselventil 19 zum Rücklaufkanal 16 entlastet werden, so daß die System-Druckwaage 47 als Umschaltventil arbeitet und das von der Pumpe 49 geförderte Druckmittel über den Bypaß 48 zurück in einen Tank 52 strömt.

[0017] Zum Heben des Motors 11 wird das erste Proportionaldrosselventil 19 in Richtung seiner Arbeitsstellung 36 ausgelenkt, so daß von dem Pumpenkanal 15 ein Volumenstrom über die Zulaufleitung 18, das erste

Proportionaldrosselventil 19, das Rückschlagventil 21 und die Druckwaage 22 zum Motor 11 strömt. Im ersten Proportionaldrosselventil 19 entsteht dabei an der Meßdrossel 37 ein Druckgefälle, wobei der Druck stromaufwärts der Meßdrossel 37 abgegriffen und über den ersten Steueranschluß 28, die erste Steuerleitung 31 mit dem Wechselventil 34 zu der federlosen Stirnseite der Druckwaage 22 geführt wird, während der Druck stromabwärts der Meßdrossel 37 über die zweite Steuerleitung 32 auf die von der Regelfeder 33 beaufschlagte Stirnseite der Druckwaage 22 wirkt. In an sich bekannter Weise hält dadurch die Druckwaage 22 das Druckgefälle an der Meßdrossel 37 konstant, so daß beim Heben eine lastkompensierte Volumenstromsteuerung zum Motor 11 erreicht wird, wobei die Meßdrossel 37 mit der Druckwaage 22 einen Zwei-Wege-Stromregler bildet.

[0018] In der Arbeitsstellung 36 des ersten Proportionaldrosselventils 19 ist auch die Entlastung über die vierte Steuerleitung 40 gesperrt, so daß der Lastdruck über die fünfte Steuerleitung 44 an der System-Druckwaage 47 wirken kann, wodurch dieses den Bypaß 48 androsselt bzw. schließt und der von der Pumpe 49 geförderte Volumenstrom in den Pumpenkanal 15 fließt. Zum Beenden des Hebevorgangs wird die Erregung des ersten Proportionaldrosselventils 36 abgeschaltet, wodurch es in seine federbelastete Ausgangsstellung 29 zurückgestellt wird.

[0019] Zum Senken des Motors 11 wird von dem Steuergerät 27 der Proportionalmagnet am zweiten Proportionaldrosselventil 24 angesteuert, wodurch sein Steuerglied gegen die Kraft der Feder in die Arbeitsstellung 39 ausgelenkt wird. Der am Arbeitsanschluß P vorhandene Lastdruck des Motors 11 wird von der dritten Steuerleitung 35 abgegriffen und über das Wechselventil 34 und einen Teil der ersten Steuerleitung 31 auf die federlose Stirnseite der Druckwaage 22 geführt. Die von der Regelfeder 33 belastete Stirnseite der Druckwaage 22 ist über die zweite Steuerleitung 32, das in Ausgangsstellung 29 befindliche erste Proportionaldrosselventil 19 und die vierte Steuerleitung 40 mit dem Arbeitsanschluß A des zweiten Proportionaldrosselventils 24 verbunden und damit zum Rücklaufkanal 16 entlastet. Die Druckwaage 22 ist nun stromaufwärts vom zweiten Proportionaldrosselventil 24 in den Volumenstrom geschaltet, wobei sie in an sich bekannter Weise das Druckgefälle über die Meßblende im zweiten Proportionaldrosselventil 24 konstant hält. Somit wird auch beim Senken eine lastkompensierte Volumenstromsteuerung erreicht. Beim Senken des Motors 11 kann der von der Pumpe 49 geförderte Volumenstrom entweder über die System-Druckwaage 47 und den Bypaß 48 zum Tank 52 zurückgeleitet werden oder bei Bedarf zur Versorgung eines nicht näher gezeichneten, zusätzlichen Motors über den Pumpenkanal 15 zu diesem Verbraucher geführt werden.

[0020] Selbstverständlich sind an der gezeigten Ausführungsform Änderungen möglich, ohne von der Erfin-

dung abzuweichen, wie sie im Anspruch 1 definiert ist.

Patentansprüche

1. Hydraulische Steuereinrichtung zum Steuern eines einfach wirkenden Motors (11) mit einem in eine Zulaufleitung (18) geschalteten, ersten Proportionaldrosselventil (19) zum Heben einer Last und mit einem in eine Ablaufleitung (23) geschalteten, zweiten Proportionaldrosselventil (24) zum Senken der Last sowie mit einer Druckwaage (22) zur lastkompensierten Volumenstromsteuerung beim Heben, wozu das am ersten Proportionaldrosselventil (19) auftretende Druckgefälle über zwei Steuerleitungen (31, 32), zur federbelasteten Druckwaage (22) geführt ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Druckwaage (22) in einen der Zulaufleitung (18) und der Ablaufleitung (23) gemeinsam zugeordneten Leitungsabschnitt (26) geschaltet ist, daß das erste Proportionaldrosselventil (19) eine erste (31) der beiden Steuerleitungen (31, 32) steuert und daß in diese erste Steuerleitung (31) ein Wechselventil (34) geschaltet ist, über das die Druckwaage (22) auf eine vom zweiten Proportionaldrosselventil (24) abhängigen Druckbeaufschlagung umschaltbar ist.
2. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** in die Zulaufleitung (18) stromabwärts vom ersten Proportionaldrosselventil (19) und stromaufwärts vom gemeinsamen Leitungsabschnitt (26) ein den Motor (11) absicherndes Rückschlagventil (21) geschaltet ist.
3. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** beide Proportionaldrosselventile (19, 24) als elektromagnetisch gegen Federkraft betätigte Zwei-Wege-Ventile ausgebildet sind.
4. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** das zweite Proportionaldrosselventil (24) in Sitzventilbauweise ausgeführt ist.
5. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** das erste Proportionaldrosselventil (19) einen ersten Steueranschluß (28) aufweist, von dem die erste Steuerleitung (31) über das Wechselventil (34) zur Druckwaage (22) führt und diese gegen die Kraft ihrer Regelfeder (33) beaufschlagt.
6. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** das erste Proportionaldrosselventil (19) in seinen Arbeitsstellungen (36) den Druck stromaufwärts seiner Meßdrossel (37) zum ersten Steueranschluß (28) führt, welcher

in Ausgangsstellung (29) über eine vierte Steuerleitung (40) zu einem Rücklaufkanal (16) entlastet ist und welcher zudem über eine Querverbindung (30) dem motorseitigen Arbeitsanschluß (A) Verbindung hat.

7. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Druck stromabwärts der Meßdrossel (37) im ersten Proportionaldrosselventil (19) über eine zweite Steuerleitung (32) die Druckwaage (22) gleichsinnig zur Regelfeder (33) beaufschlagt. 5
8. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Wechselventil (34) über eine dritte Steuerleitung (35) mit der Ablaufleitung (23) in einem Bereich stromaufwärts von der Meßdrossel im zweiten Proportionaldrosselventil (24) Verbindung hat. 10
9. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Druck in der Zulaufleitung (18) im Bereich zwischen erstem Proportionaldrosselventil (19) und Rückschlagventil (21) von einer fünften Steuerleitung (44) abgegriffen und über ein zweites Wechselventil (45) zu einem Druckmittelversorgungssystem geführt ist, das insbesondere als Konstantpumpe (49) mit einer als Umschaltventil arbeitenden System-Druckwaage (47) ausgebildet ist. 15
10. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** beide Proportionaldrosselventile (19, 24) mit ihren Proportionalmagneten von einem elektronischen Steuergerät (27) angesteuert werden. 20
11. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** die als Zwei-Wege-Ventil ausgeführte Druckwaage (22) von ihrer Regelfeder (33) in eine offene Ausgangsstellung (42) und von der anliegenden Druckdifferenz in Richtung einer Sperrstellung (43) belastet wird. 25

Claims

1. Hydraulic control device for controlling a single-acting motor (11), with a first proportional throttle valve (19) connected into an inflow line (18) and intended for raising a load, and with a second proportional throttle valve (24) connected into an outflow line (23) and intended for lowering the load, and also with a pressure balance (22) for load-compensated volume-flow control during raising, for which purpose the pressure drop occurring at the first proportional throttle valve (19) is led via two control lines 30

(31, 32) to the spring-loaded pressure balance (22), **characterized in that** the pressure balance (22) is connected into a line section (26) assigned jointly to the inflow line (18) and to the outflow line (23), **in that** the first proportional throttle valve (19) controls a first (31) of the two control lines (31, 32), and **in that** this first control line (31) has connected into it a change-over valve (34), via which the pressure balance (22) can be changed over to a pressure load dependent on the second proportional throttle valve (24).

2. Hydraulic control device according to Claim 1, **characterized in that** a non-return valve (21) protecting the motor (11) is connected into the inflow line (18) downstream of the first proportional throttle valve (19) and upstream of the joint line section (26).
3. Hydraulic control device according to Claim 1 or 2, **characterized in that** the two proportional throttle valves (19, 24) are designed as two-way valves actuated electromagnetically counter to spring force.
4. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 3, **characterized in that** the second proportional throttle valve (24) is designed in the manner of a seat valve.
5. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 4, **characterized in that** the first proportional throttle valve (19) has a first control connection (28), from which the first control line (31) leads via the change-over valve (34) to the pressure balance (22) and loads the latter counter to the force of its regulating spring (33).
6. Hydraulic control device according to Claim 5, **characterized in that** the first proportional throttle valve (19), in its working positions (36), leads the pressure upstream of its measuring throttle (37) to the first control connection (28) which, in the initial position (29), is relieved to a return duct (16) via a fourth control line (40) and which is also connected to the motor-side working connection (A) via a cross connection (30).
7. Hydraulic control device according to Claim 5 or 6, **characterized in that** the pressure downstream of the measuring throttle (37) in the first proportional throttle valve (19) loads the pressure balance (22) in the same direction as the regulating spring (33) via a second control line (32).
8. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 7, **characterized in that** the change-over valve (34) is connected via a third control line (35) to the outflow line (23) in a region upstream of the measuring throttle in the second proportional throttle 45

valve (24).

9. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 8, **characterized in that** the pressure in the inflow line (18) is tapped, in the region between the first proportional throttle valve (19) and the non-return valve (21), by a fifth control line (44) and is led via a second change-over valve (45) to a pressure-medium supply system which is designed, in particular, as a fixed-displacement pump (49) with a system pressure balance (47) operating as a reversing valve.
10. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 9, **characterized in that** the two proportional throttle valves (19, 24) are activated by means of their proportional magnets by an electronic control unit (27).
11. Hydraulic control device according to one of Claims 1 to 10, **characterized in that** the pressure balance (22) designed as a two-way valve is loaded by its regulating spring (33) into an open initial position (42) and by the prevailing pressure difference in the direction of a blocking position (43).

Revendications

1. Dispositif hydraulique de commande servant à commander un moteur (11) à simple effet, comprenant une première vanne proportionnelle d'étranglement (19), montée dans une conduite d'amenée (18) pour soulever une charge et une deuxième vanne proportionnelle d'étranglement (24), montée dans une conduite de départ (23) pour abaisser la charge ainsi qu'une balance de pression (22) pour commander le débit compensé en fonction de la charge lors du levage, la chute de pression qui se produit sur la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) étant amenée pour cela par l'intermédiaire de deux conduites de commande (31, 32) à la balance de pression (22), pressée par un ressort,
caractérisé en ce que
 - la balance de pression (22) est montée dans une section de conduite (26) associée en commun à la conduite d'arrivée (18) et à la conduite de départ (23),
 - la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) commande la première (31) des deux conduites de commande (31, 32), et
 - dans cette première conduite de commande (31) est montée une vanne à alternance (34), au moyen de laquelle la balance de pression (22) peut être inversée et passée sur une sollicitation de pression dépendant de la deuxième

me vanne proportionnelle d'étranglement (24).

2. Dispositif hydraulique de commande selon la revendication 1,
caractérisé en ce que
un clapet anti-retour (21) assurant la sécurité du moteur (11) est monté dans la conduite d'arrivée (18) en aval de la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) et en amont de la section commune de conduite (26).
3. Dispositif hydraulique de commande selon la revendication 1 ou 2,
caractérisé en ce que
les deux vannes proportionnelles d'étranglement (19, 24) sont constituées sous la forme de vannes à deux voies actionnées de façon électromagnétique à l'encontre de la force d'un ressort.
4. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 3,
caractérisé en ce que
la deuxième vanne proportionnelle d'étranglement (24) est réalisée selon le mode de construction d'une vanne à siège.
5. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 4,
caractérisé en ce que
la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) présente un premier raccord de commande (28), à partir duquel la première conduite de commande (31) va par l'intermédiaire de la vanne à alternance (34) à la balance de pression (22), et sollicite celle-ci à l'encontre de la force de son ressort de réglage (33).
6. Dispositif hydraulique de commande selon la revendication 5,
caractérisé en ce que
la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) fait passer dans ses positions de travail (36) la pression en amont de son étranglement de mesure (37) vers le premier raccord de commande (28), qui dans sa position de départ est déchargé par l'intermédiaire d'une quatrième conduite de commande (40) vers un canal de retour (16), et qui en outre est en liaison par l'intermédiaire d'une liaison transversale (30) avec le raccord de travail (A), situé du côté du moteur.
7. Dispositif hydraulique de commande selon la revendication 5 ou 6,
caractérisé en ce que
la pression en aval de l'étranglement de mesure (37) dans la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) sollicite par l'intermédiaire d'une deuxième conduite de commande (32) la ba-

lance de pression (22) dans le même sens en direction du ressort de réglage (33).

8. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 7, 5
caractérisé en ce que
la vanne à alternance (34) a par l'intermédiaire d'une troisième conduite de commande (35) une liaison avec la conduite de départ (23) dans une zone en amont de l'étranglement de mesure dans la deuxième vanne proportionnelle d'étranglement (24). 10

9. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 8, 15
caractérisé en ce que
la pression est prélevée dans la conduite d'arrivée (18) dans la zone comprise entre la première vanne proportionnelle d'étranglement (19) et la vanne de non retour (21) par une cinquième conduite de commande (44), et est amenée par l'intermédiaire d'une deuxième vanne à alternance (45) à un système d'alimentation en fluide sous pression, qui est en particulier constitué par une balance de pression (47) d'un système fonctionnant comme une vanne d'inversion. 20
25

10. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 9, 30
caractérisé en ce que
les deux vannes proportionnelles d'étranglement (19, 24) sont commandées avec leurs électroaimants proportionnels par un appareil électronique de commande (27). 35

11. Dispositif hydraulique de commande selon l'une quelconque des revendications 1 à 10, 40
caractérisé en ce que
la balance de pression (22) constituée sous la forme d'une vanne à deux voies, est pressée par son ressort de réglage (33) dans une position de départ ouverte (42) et est pressée par la différence de pression qui s'applique sur elle dans le sens d'une position d'obturation (43). 45

45

50

55

