

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 924 438 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
07.01.2004 Patentblatt 2004/02

(51) Int Cl.7: **F15B 13/042**

(21) Anmeldenummer: **98121507.2**

(22) Anmeldetag: **13.11.1998**

(54) **Kombinierte Ventilbaugruppe**

Combined valve assembly

Ensemble soupape combiné

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT SE

(30) Priorität: **18.12.1997 DE 19756599**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.06.1999 Patentblatt 1999/25

(73) Patentinhaber: **BRUENINGHAUS HYDROMATIK
GMBH**
89275 Elchingen (DE)

(72) Erfinder: **Dittmann, Dieter**
72160 Horb (DE)

(74) Vertreter: **Körfer, Thomas, Dipl.-Phys. et al**
Mitscherlich & Partner,
Patent- und Rechtsanwälte,
Sonnenstrasse 33
80331 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 2 461 897 **DE-A- 3 812 735**
GB-A- 1 501 761 **US-A- 4 524 803**

EP 0 924 438 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

[0001] Die Erfindung betrifft eine Ventilbaugruppe, die sowohl zur Ausbildung eines Leistungsregelventils als auch zur Ausbildung eines fremddruckgesteuerten Steuerventils geeignet ist.

[0002] Ein Leistungsregelventil ist z. B. aus der DE-OS 24 61 897 bekannt. Dieses Leistungsregelventil ist ein sogenanntes Federleistungsregelventil. Dabei wird ein Ventilkolben gegen die Rückstellkraft einer Rückstellfeder verschoben. Das Leistungsregelventil befindet sich in der Arbeitsleitung einer Hydropumpe. An der Stirnfläche des Ventilkolbens befindet sich eine Anströmfläche an welchem das strömende Druckfluid einen Staudruck aufbaut. Mit zunehmendem Staudruck wird der Ventilkolben zunehmend gegen die Rückstellfeder verschoben. Dabei verschließt der Ventilzylinder mit zunehmender Verschiebung gegen die Rückstellfeder einen Schlitz, so daß mit zunehmendem Arbeitsdruck in der Arbeitsleitung der das Fördervolumen der Hydropumpe drosselnde Schlitz verringert wird. Der Schlitz kann dabei geometrisch so ausgebildet werden, daß das Produkt aus Arbeitsdruck und Fördervolumen zumindest annähernd konstant gehalten wird.

[0003] Nachteilig ist bei diesem bekannten Federleistungsregelventil jedoch, daß der an der Stirnfläche des Ventilkolbens angreifende Staudruck eine relativ schlecht reproduzierbare Steuergröße ist und die auf die Ventilkolben ausgeübte Kraft von der strömungsdynamischen Ausbildung des Ventils abhängt und somit schlecht berechenbar ist. Außerdem wirkt der Druckabfall an dem Schlitz auf den Staudruck an der Stirnfläche des Ventilkolbens zurück, so daß der Staudruck nicht nur eine Funktion des Arbeitsdrucks sondern auch eine Funktion des Druckabfalls an dem Schlitz ist. Diese Rückkopplung wirkt sich auf die Regelcharakteristik ungünstig und nicht reproduzierbar aus. Ferner ist nachteilig, daß zum Verändern der Regelleistung der Regelschlitz verändert werden muß. Bei hohen Leistungen ergeben sich sehr hohe Federkräfte, die sehr große Federn erfordern.

[0004] Ferner ist bei dem bekannten Ventil nachteilig, daß dieses lediglich als Leistungsregelventil verwendbar ist.

[0005] Ein Leistungsregelventil, bei dem keine Rückwirkungen vom zu regelnden Druck auf den steuernden Arbeitsdruck auftreten, ist in der Patentschrift GB 1 501 761 vorgestellt. Die abgegebene Leistung der hydraulischen Pumpe wird einerseits durch die Drehzahl der Pumpe und andererseits durch exzentrische Verstellung des Pumpenquerschnitts eingestellt. Falls der Pumpendruck über den eingestellten Sollwert steigt, wird der Pumpendruck zur Auslenkung eines Ventilkolbens aus seiner stationären Ruhelage herangezogen. Die Auslenkung des Ventilkolbens bewirkt einen Druckabfall in einem zweiten Ventil, das daraufhin durch exzentrische Verstellung des Pumpenquerschnitts eine Reduzierung des Pumpenfördevolumens und somit ei-

ne Ausregelung der hydraulischen Leistung erreicht. Im umgekehrten Betriebsfall des Absinkens des Pumpendrucks unter den eingestellten Sollwert, wird derselbe Ventilkolben vom Pumpendruck in die umgekehrte Richtung ausgelenkt. Dies bewirkt einen Druckanstieg im zweiten Ventil mittels Durchschalten des Pumpendrucks in das zweite Ventil, was über die umgekehrte exzentrische Verstellung des Pumpenquerschnitts zu einer Erhöhung des Pumpenfördevolumens und somit zu einer Ausregelung der hydraulischen Leistung führt.

[0006] Die Ventile in beiden Patentschriften weisen den Nachteil auf, dass sie lediglich als Leistungsregelventil eingesetzt werden können.

[0007] In der Praxis besteht das Bedürfnis, eine in gleicher Weise vorgefertigte Ventilbaugruppe sowohl als Leistungsregelventil als auch als fremddruckgesteuertes Steuerventil verwenden zu können. Durch die für beide Anwendungsfälle einheitlich gefertigten Bauteile erniedrigen sich die Stückkosten erheblich.

[0008] Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine kombinierte Ventilbaugruppe anzugeben, die mit nur geringen Modifikationen sowohl als Leistungsregelventil als auch als fremddruckgesteuertes Steuerventil verwendbar ist und eine stabile Regel- bzw. Steuerkennlinie aufweist.

[0009] Die Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

[0010] Der Erfindung liegt die Erkenntnis zugrunde, daß sich bei Verwendung eines in dem Ventilkolben integrierten Meßkolbens eine besonders exakte Regelcharakteristik bzw. Steuerungscharakteristik ergibt. Der Meßkolben kann dabei sowohl für die Ausgestaltung der Ventilbaugruppe als Leistungsregelventil als auch für die Ausgestaltung als fremddruckgesteuertes Steuerventil Verwendung finden. Bei der Ausgestaltung als Leistungsregelventil ist die innenseitige Stirnfläche des Meßkolbens über eine Verbindungsbohrung mit der Aussparung der Mantelfläche und somit mit dem Arbeitsdruck der Arbeitsleitung einer an der Ventilbaugruppe angeschlossenen Hydropumpe verbunden. Der Meßkolben wird daher mit Arbeitsdruck beaufschlagt. Die außenseitige Stirnfläche des Meßkolbens stützt sich an einem ortsfesten Widerlager ab, so daß der Ventilkolben von dem Arbeitsdruck entgegen der Rückstellfeder beaufschlagt wird. Bei der Ausgestaltung der Ventilbaugruppe als fremddruckgesteuertes Steuerventil hingegen stützt sich die innenseitige Stirnfläche des Meßkolbens an den Ventilkolben ab und die außenseitige Stirnfläche des Meßkolbens wird mit dem Steuerdruck beaufschlagt. In Abhängigkeit von dem Steuerdruck wird daher der Ventilkolben gegen die Meßfeder verschoben.

[0011] Fast alle Bauteile der Ventilbaugruppe könne sowohl für die Ausgestaltung als Leistungsregelventil als auch für die Ausgestaltung als Steuerventil nahezu identisch vorgefertigt und in nahezu gleicher Weise verwendet werden. Die Verbindungsbohrung zwischen der Aussparung an der Mantelfläche und der innenseitigen

Stirnfläche des Meßkolbens kann auch bei der Ausgestaltung als fremddruckgesteuertes Steuerventil grundsätzlich vorhanden sein, so daß der Ventilkolben für beide Verwendungsfälle identisch gefertigt werden kann. Im Fall der Ausgestaltung als fremddruckgesteuertes Steuerventil muß diese Verbindungsbohrung dann allerdings abgedichtet bzw. verschlossen werden.

[0012] Die Ansprüche 2 bis 13 beinhalten vorteilhafte Weiterbildungen der Erfindung.

[0013] Entsprechend der Ausgestaltung nach Anspruch 2 wird die Ventilbaugruppe der Ausgestaltung als fremddruckgesteuertes Steuerventil in umgekehrter Richtung durchströmt als bei der Ausgestaltung als Leistungsregelventil. Dies hat den Vorteil, daß jeweils eine andere Steuerkante an dem Ventilkolben für die beiden Ausgestaltungen Verwendung finden kann. Dies ist sinnvoll, da die Steuer- bzw. Regelcharakteristik für die beiden Anwendungsfälle unterschiedlich ist: bei der Ausgestaltung als Leistungsregelventil ist das Ventil in der Grundstellung geöffnet und wird mit ansteigendem Arbeitsdruck in der Arbeitsleitung geschlossen; bei der Ausgestaltung als fremddruckgesteuertes Steuerventil hingegen ist das Ventil in der Grundstellung geschlossen und wird mit zunehmendem Steuerdruck geöffnet. Entsprechend Anspruch 3 ist es daher vorteilhaft wenn eine erste Steuerkante des Ventilkolbens im Bereich einer ersten Öffnung des Ventilylinders und eine zweite Steuerkante des Ventilkolbens im Bereich einer zweiten Öffnung des Ventilylinders angeordnet ist. Beide Steuerkanten können dann die vorstehend beschriebene Steuerfunktion für die beiden unterschiedlichen Anwendungsfälle der Ventilbaugruppe übernehmen.

[0014] Entsprechend Anspruch 4 können die radialen Öffnungen des Ventilylinders vorteilhaft axial versetzt zueinander angeordnet sein. Entsprechend Anspruch 5 ist es vorteilhaft, die Aufnahmebohrung für den Meßkolben an einer Stirnfläche des Ventilkolbens parallel zur Längsachse des Ventilkolbens auszubilden. Die Verbindungsbohrung zwischen der innenseitigen Stirnfläche des Meßkolbens und der Ausnehmung an der Mantelfläche des Ventilkolbens kann sich entsprechend Anspruch 6 vorteilhaft aus einer axialen Längsbohrung und zumindest einer radialen Querbohrung zusammensetzen. Die Verbindungsbohrung ist dann fertigungstechnisch besonders einfach realisierbar.

[0015] Vorteilhaft sind entsprechend Anspruch 7 das Ventilgehäuse, die Ventilylinder und der Ventilkolben so ausgebildet, daß der Ventilylinder in eine Hohlbohrung des Ventilgehäuses axial einschiebbar ist und der Ventilkolben in den Ventilylinder ebenfalls axial einschiebbar ist. Die Hohlbohrung ist durch einen geeigneten Deckelkörper verschließbar. Die Montage der erfindungsgemäßen Ventilbaugruppe gestaltet sich dann besonders einfach. Grundsätzlich ist es auch möglich, das Ventilgehäuse und den Ventilylinder einstückig auszubilden. Eine zweistückige Ausbildung hat jedoch den Vorteil, daß der Ventilylinder mit besonders hoher Fertigungsgenauigkeit und aus einem Material mit ho-

her Güte und geringer Verschleißanfälligkeit gefertigt werden kann.

[0016] Der Deckelkörper kann entsprechend Anspruch 8 gleichzeitig als ortsfestes Widerlager für den Meßkolben im Fall der Verwendung der Ventilbaugruppe als Leistungsregelventil dienen. Vorteilhaft ist an dem Deckelkörper ein Justierelement entsprechend Anspruch 9 zur axialen Einstellung der Lage des Widerlagers für den Meßkolben vorgesehen. Dazu eignet sich z. B. eine Einstellschraube oder eine Gewindebolzen.

[0017] Bei der Verwendung der Ventilbaugruppe als fremddruckgesteuertes Steuerventil ist vorzugsweise entsprechend Anspruch 10 an dem Deckelkörper ein Steuerdruckanschluß ausgebildet. In dem Deckelkörper kann ferner eine Steuerdruckkammer integriert sein, an welcher die außenseitige Stirnfläche des Meßkolbens angrenzt. Dadurch ergibt sich eine besonders integrierte Bauweise.

[0018] Die Rückstellfeder greift vorzugsweise entsprechend Anspruch 11 an der dem Meßkolben gegenüberliegenden Stirnfläche des Ventilkolbens an.

[0019] Vorzugsweise sind auch die maximale Verschiebung des Ventilkolbens nach Anspruch 11 und die Vorspannung der Rückstellfeder nach Anspruch 13 justierbar. Durch die Einstellung der Vorspannung der Rückstellfeder ist die Regelleistung des Leistungsregelventils einstellbar.

[0020] Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Zeichnung näher beschrieben. In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Ventilbaugruppe, die als Leistungsregelventil ausgebildet ist, in einer geschnittenen Darstellung mit einem Beispiel der hydraulischen Beschaltung;

Fig. 2 ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Ventilbaugruppe, die als fremddruckgesteuertes Steuerventil ausgebildet ist, in einer geschnittenen Darstellung mit einem Beispiel der hydraulischen Beschaltung.

[0021] Fig. 1 zeigt ein Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Ventilbaugruppe in einer geschnittenen Darstellung. In der in Fig. 1 dargestellten Konfiguration ist die Ventilbaugruppe als Leistungsregelventil ausgebildet.

[0022] Die allgemein mit dem Bezugszeichen 1 versehene Ventilbaugruppe weist im dargestellten Ausführungsbeispiel vier Anschlüsse auf, nämlich einen mit dem stromaufwärtigen Abschnitt 2 einer Arbeitsleitung verbundenen Arbeitsleitungs-Eingang P, einen mit einem stromabwärtigen Abschnitt 3 der Arbeitsleitung verbundenen Arbeitsleitungs-Ausgang A, einen mit dem Druckfluid-Tank 4 verbundenen Tankanschluß T und einen mit einer Meldeleitung 4 verbundenen Meldeanschluß X. Der stromaufwärtige Abschnitt 2 der Ar-

beitsleitung ist über einen Anschluß B mit einer Hydropumpe 5 verbunden, die das Druckfluid aus dem Druckfluid-Tank 4 ansaugt und in den stromaufwärtigen Abschnitt 2 der Arbeitsleitung einspeist.

[0023] An dem stromabwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 3 ist bzw. sind ein oder mehrere Verbraucher, z. B. Hydromotoren oder Stellzylinder, angeschlossen. Die an dem Meldeanschluß X der Ventilbaugruppe 1 angeschlossene Meldeleitung führt zu einem Meldeanschluß X des noch näher zu beschreibenden Regelblocks 7 der Hydropumpe 5. Die Meldeleitung 6 zweigt im dargestellten Ausführungsbeispiel innerhalb des Gehäuses 7 von dem stromabwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 3 ab. Grundsätzlich können der Meldeanschluß X und der Arbeitsleitungs-Ausgang A auch zu einem gemeinsamen Ausgangsanschluß vereinigt sein, wobei dann die Meldeleitung 6 außerhalb der Ventilbaugruppe 1 von dem stromabwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 3 abzweigt.

[0024] Das Gehäuse 7 der Ventilbaugruppe 1 weist eine Hohlbohrung 8 auf in welche ein Ventilzylinder 9 in axialer Richtung einschiebbar ist. Der Ventilzylinder 9 weist seinerseits eine Hohlbohrung 10 auf, in welche ein Ventilkolben 11 in axialer Richtung einschiebbar ist. Eine Stufe 12 in der Hohlbohrung 8 des Gehäuses 7 bildet dabei einen Anschlag für den Ventilzylinder 9. Die erfindungsgemäße Ventilbaugruppe 1 kann daher in besonders einfacher Weise montiert werden. Die Hohlbohrung 8 des Gehäuses 7 wird nach dem Einsetzen des Ventilzylinders 9 und des Ventilkolbens 8 durch einen Deckelkörper 13 verschlossen. In dem Ventilzylinder 9 ist eine erste radiale Öffnung 14 und eine zweite, gegenüber der ersten radialen Öffnung 14 axial versetzte zweite radiale Öffnung 15 ausgebildet. Mit der ersten radialen Öffnung 14 des Ventilzylinders 9 ist der Arbeitsleitungs-Eingang P verbunden. Der Arbeitsleitungs-Ausgang A und der Meldeanschluß X sind mit der zweiten radialen Öffnung 15 des Ventilzylinders 9 verbunden. Der Tankanschluß T belüftet die Hohlbohrung 8 des Gehäuses 7 oberhalb und unterhalb des Ventilzylinders 9. Die entsprechend Verbindungsleitungen sind im dargestellten Ausführungsbeispiel innerhalb des Gehäuses 7 geführt. Die radialen Öffnungen 14 und 15 sind vorzugsweise als rechteckförmige Schlitzte ausgeformt.

[0025] In der in Fig. 1 dargestellten Grundstellung sind die beiden radialen Öffnungen 14 und 15 des Ventilzylinders 9 über eine Aussparung 16 an der Mantelfläche 17 des Ventilkolbens 11 verbunden. Die Aussparung 16 kann z. B. durch eine Ringnut gebildet sein. Alternativ eignen sich jedoch auch Abflachungen, axiale Nuten oder dergleichen.

[0026] In einer Aufnahmebohrung 40 an einer ersten Stirnseite 18 des Ventilkolbens 11 ist ein Meßkolben 19 geführt. Eine innenseitige Stirnfläche 20 des Meßkolbens 19 grenzt an eine Verbindungsbohrung 21, die eine Verbindung zwischen der innenseitigen Stirnfläche 20 des Meßkolbens 19 mit der Ausnehmung 16 an der Mantelfläche 17 des Ventilkolbens 11 schafft. Vorzugs-

weise gliedert sich die Verbindungsbohrung 21 in eine Längsbohrung 21a, die sich parallel zur Längsachse 22 der Ventilbaugruppe 1 erstreckt und zumindest eine Querbohrung 21b, die sich radial zur Längsachse 22 der Ventilbaugruppe 1 erstreckt. Auf diese Weise ist die Fertigung der Verbindungsbohrung 21 besonders einfach möglich.

[0027] Die außenseitige Stirnfläche 23 des Meßkolbens 19 stützt sich an einem ortsfesten Widerlager ab. Im dargestellten Ausführungsbeispiel ist das ortsfeste Widerlager an dem Deckelkörper 13 der Ventilbaugruppe 1 angeordnet und durch die Stirnfläche 25 des Gewindestifts 24 gebildet. Der Gewindestift 24 ist in den Deckelkörper 13 einschraubbar, so daß die axiale Lage der das Widerlager bildenden Stirnfläche 25 einstellbar ist.

[0028] Der Gewindestift 24 ist mittels einer Mutter 26 und einer Kontermutter 27 festsetzbar. An der dem Meßkolben 19 gegenüberliegenden Stirnfläche 28 des Ventilkolbens 11 greift über einen Federteller 29 eine nur schematisch gezeichnete Rückstellfeder 30 an. Im Ausführungsbeispiel ist die Rückstellfeder 30 aus einem Federpaket bestehend aus zwei Einzelfedern 30a und 30b gebildet. An der Oberseite des Federtellers 29 ist ein Stift 31 ausgebildet, der mit einem Stift 32 an einem Gewindebolzen 33 zusammenwirkt. Die Position des Stifts 32 an dem Gewindebolzen 33 ist durch Verdrehen des Gewindebolzens 33 einstellbar und durch Festziehen der Mutter 34 festsetzbar. Auf diese Weise kann der Abstand zwischen den Stiften 31 und 32 justiert werden, so daß u. a. der maximale Hub des Ventilkolbens 11 gegen die Rückstellkraft der Rückstellfeder 30 einstellbar ist.

[0029] An der dem Federteller 29 gegenüberliegenden Seite ist die Rückstellfeder 30 in einer topfförmigen Federaufnahme 35 gehalten, die in das Gehäuse 7 einschraubbar ist. Durch Verstellen der Einschraubtiefe der Federaufnahme 35 mitsamt dem Stift 32 läßt sich die Vorspannung der Rückstellfeder 30 variieren und anschließend durch die Mutter 36 festsetzen. Durch Einstellen der Rückstellkraft der Rückstellfeder 30 läßt sich die Regelleistung des Leistungsregelventils festlegen. Durch den Gewindebolzen 24 läßt sich der maximale Drosselquerschnitt des Leistungsregelventils festlegen und somit das maximale Fördervolumen der Hydropumpe 5 begrenzen.

[0030] Bevor auf die Funktion der erfindungsgemäßen Ventilbaugruppe 1 in der Fig. 1 dargestellten Konfiguration des Leistungsregelventils eingegangen wird, wird nachfolgend zunächst die in Fig. 1 beispielhaft dargestellte hydraulische Beschaltung der Ventilbaugruppe 1 beschrieben.

[0031] Das Fördervolumen der Hydropumpe 5 wird durch eine Verstellvorrichtung bestimmt, die im dargestellten Ausführungsbeispiel aus einem ersten Stellzylinder 50, einem zweiten Stellzylinder 51, einem ersten Stellkolben 52 und einem zweiten Stellkolben 53 besteht. Der Stellkolben 53 ist mit einer Feder 54 beauf-

schlagt. Außerdem ist die Stellkammer 55 über eine Verbindungsleitung 56 mit dem stromaufwärtigen Abschnitt 2 der Arbeitsleitung verbunden. Die Ventileinheit 7 besteht aus einem Förderstromregelventil 57 und einem Druckbegrenzungsventil 58. Das Förderstromregelventil 57 und das Druckbegrenzungsventil 58 sind im Ausführungsbeispiel jeweils als 3/2-Wegeventile ausgebildet.

[0032] Das Förderstromregelventil 57 ist über eine Verbindungsleitung 59 mit dem Druckfluid-Tank 4 verbunden und über eine Verbindungsleitung 60 mit dem stromaufwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 2 verbunden. Gleiches gilt für das Druckbegrenzungsventil 58. Das Förderstromregelventil 57 wird von der Druckdifferenz zwischen dem stromaufwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 2 und dem stromabwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 3 über die Meldeleitung 6 beaufschlagt. Das zwischen dem Förderstromregelventil 57 und der Stellkammer 61 des Stellzylinders 50 angeordneten Druckbegrenzungsventil 58 wird von dem Druck in dem stromaufwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 2, der unmittelbar von der Hydropumpe 5 erzeugt wird, angesteuert.

[0033] Die Funktionsweise des Förderstromregelventils 57, der als Leistungsregelventil arbeitenden Ventilbaugruppe 1 und Druckbegrenzungsventil 58 ist folgende:

[0034] Solange das Druckbegrenzungsventil 58 und das Leistungsregelventil 1 noch nicht angesprochen haben, regelt das Förderstromregelventil 57 den Druckabfall an der Ventilbaugruppe 1 auf einen konstanten Wert ein. Der von der Hydropumpe 5 abgegebene Förderstrom wird dabei auf einen verbraucherangepaßten konstanten Wert eingeregelt.

[0035] Überschreitet jedoch die von der Hydropumpe 5 abgegebene hydraulische Leistung, d. h. das Produkt aus in der Arbeitsleitung herrschenden Arbeitsdruck und die Ventilbaugruppe 1 durchströmenden Förderstroms, einen vorgegebenen Maximalwert, so daß eine Überlastung der Hydropumpe 5 droht, verringert die als Leistungsregelventil arbeitende Ventilbaugruppe 1 den Förderstrom, so daß das Produkt aus Arbeitsdruck und Förderstrom zumindest annähernd konstant bleibt. Über die Verbindungsbohrung 21 wirkt der Arbeitsdruck auf die innenseitige Stirnfläche 20 des Meßkolbens 19. Da sich der Meßkolben 19 an dem Gewindebolzen 24 abstützt, schiebt sich der Ventilkolben 11 in Fig. 1 gegen die Rückstellfeder 30 nach oben. Die Steuerkante 62 an der Ausnehmung 16 des Ventilkolbens 11 verringert dabei den Drosselquerschnitt an der zweiten radialen Öffnung 15 des Ventilzylinders 9 mit zunehmender Verschiebung des Ventilkolbens 11. Nimmt der Arbeitsdruck noch weiter zu, wird der Drosselquerschnitt entsprechend noch weiter verringert.

[0036] Sofern die Rückstellfeder 30 nicht linear sondern degressiv ausgelegt ist ergibt sich dabei ein funktioneller Zusammenhang derart, daß das Produkt aus Arbeitsdruck und Förderstrom konstant gehalten wird. Wenn die Rückstellfeder 30 als Federpaket mit mehre-

ren Teilfedern ausgebildet ist, kann an die ideale Leistungshyperbel auch eine stufenweise linearisierte Annäherung mit mehreren linear arbeitenden Teilfedern erfolgen. Für manche Anwendungsfälle ist es auch ausreichend, den hyperbolischen funktionellen Zusammenhang zwischen Arbeitsdruck und Drosselquerschnitt linear zu approximieren, so daß eine einfache, lineare Feder als Rückstellfeder 30 ausreicht. Ferner ist es alternativ möglich, die radiale Öffnung 15 so auszubilden, daß sich der Öffnungsquerschnitt nicht linear verändert, sondern so ändert, daß das Produkt aus Arbeitsdruck und Drosselquerschnitt konstant ist, so wie dies grundsätzlich aus der DE-OS 24 61 897 bekannt ist.

[0037] Steigt der Druck noch weiter an, so daß ein Überdruck in der Arbeitsleitung droht, so spricht das Druckbegrenzungsventil 58 an.

[0038] Ein wesentlicher Vorteil bei der erfindungsgemäßen Ausgestaltung des Leistungsregelventils besteht darin, daß der Ventilkolben 11 nicht dynamisch durch einen Staudruck, sondern statisch durch den Arbeitsdruck beaufschlagt wird. Der Ventilkolben 11 wird nicht wie bei dem aus dem Stand der Technik bekannten Leistungsregelventil stirnseitig angeströmt, sondern ist von dynamischen Belastungen frei. Der Meßkolben 19 liegt außerhalb des Strömungskanal des Druckfluids, welcher von der radialen Öffnung 14 über die Aussparung 16 zu der radialen Öffnung 15 verläuft. Turbulenzen und lokale Druckschwankungen wirken sich auf die Ansteuerung des Ventilkolbens 11 daher nicht aus.

[0039] Ein weiterer wesentlicher Vorteil liegt darin, daß sich mit der Ventilbaugruppe 1 mit nur sehr geringfügigen Modifikationen in einfacher Weise auch ein fremddruckgesteuertes Steuerventil verwirklichen läßt. Die Anwendung des fremddruckgesteuerten Steuerventils ist in Fig. 2 veranschaulicht. Die Darstellung in Fig. 2 ist im Vergleich zu der Darstellung in Fig. 1 spiegelbildlich. Bereits beschriebene Elemente sind mit übereinstimmenden Bezugszeichen versehen, so daß sich insoweit eine wiederholende Beschreibung erübrigt.

[0040] Das in Fig. 2 dargestellte Steuerventil dient im Gegensatz zu dem in Fig. 1 dargestellten Leistungsregelventil nicht zur Leistungsbegrenzung der Hydropumpe 5, sondern zur Einstellung eines Drosselquerschnitts in Abhängigkeit von einem an einem Steuerdruckanschluß 80 anstehenden Steuerdruck, z. B. um einem an dem stromabwärtigen Arbeitsleitungsabschnitt 3 angeschlossenen Verbraucher in Abhängigkeit von dem Steuerdruck einen bestimmten Förderstrom der Hydropumpe 5 zuzumessen.

[0041] Im Gegensatz zu dem in Fig. 1 dargestellten Leistungsregelventil ist bei dem in Fig. 2 dargestellten Steuerventil der gleichen Ventilbaugruppe 1 der stromaufwärtige Arbeitsleitungsabschnitt 2 nicht mit der ersten radialen Öffnung 14 des Ventilzylinders 9, sondern mit der zweiten radialen Öffnung 15 des Ventilzylinders 9 verbunden. Entsprechend ist der zu dem Verbraucher führende stromabwärtige Arbeitsleitungsabschnitt 3 mit der ersten radialen Öffnung 14 des Ventilzylinders 9 ver-

bunden. Die Verbindungsbohrung 21 ist bei der Konfiguration der Ventilbaugruppe 1 als Steuerventil, wie aus Fig. 2 zu ersehen, nicht ausgebildet. Alternativ könnte die Verbindungsbohrung 21 zwar ausgebildet aber verschlossen sein. Dies hätte den Vorteil, daß der Ventilkolben 11 in gleicher Weise gefertigt werden kann, wie der Ventilkolben 11 für die Ausbildung eines Leistungsregelventil nach Fig. 1 und daß sich somit eine weitere Reduzierung der Anzahl der verschiedenen Bauteile ergibt. Die außenseitige Stirnfläche 23 des Meßkolbens 19 grenzt an eine sich an den Steuerdruckanschluß 80 anschließende Steuerdruckkammer 81 an, so daß die außenseitige Stirnfläche 23 des Meßkolbens 19 mit dem Steuerdruck beaufschlagt wird. Die innenseitige Stirnfläche 20 des Meßkolbens 19 stützt sich an dem Ventilkolben 11 ab und beaufschlagt den Ventilkolben 11 bei anstehendem Steuerdruck gegen die Rückstellfeder 30. Die Verschiebung des Ventilkolbens 11 ist dem Steuerdruck proportional.

[0042] Bei der in Fig. 2 dargestellten Ausgestaltung der Ventilbaugruppe 1 als fremddruckgesteuertes Steuerventil wirkt die Steuerkante 82 der Ausnehmung 16 mit der ersten radialen Öffnung 14 des Ventilzylinders 9 zusammen. Im Vergleich zu dem in Fig. 1 dargestellten Leistungsregelventil ist der Ventilkolben 11 bei dem in Fig. 2 dargestellten Steuerventil axial nach unten so weit versetzt, daß das Steuerventil in seiner nicht mit Steuerdruck beaufschlagten Grundstellung den Durchfluß zwischen der radialen Öffnung 15 und der radialen Öffnung 14 sperrt. Mit zunehmender Beaufschlagung mit Steuerdruck vergrößert sich der Drosselquerschnitt an der Steuerkante 82.

[0043] Der Meßkolben 19 ist z. B. durch eine Ringdichtung 83 gegenüber dem Deckelkörper 13 abgedichtet. Der Steuerdruckanschluß 80 und die Steuerdruckkammer 81 sind vorzugsweise in dem Deckelkörper 13 ausgebildet.

[0044] Sobald der Steuerdruck das Steuerventil entsprechend einem vorgegebenen Drosselquerschnitt geöffnet hat, wird der Förderstrom durch das Förderstromregelventil 57 in vorbeschriebener Weise konstant gehalten. Eine Veränderung des dem angeschlossenen Verbraucher zugemessenen Förderstroms erfolgt durch eine Erhöhung bzw. Erniedrigung des dem Steuerdruckanschluß 80 zugeführten Steuerdrucks.

[0045] Ein besonderer Aspekt der erfindungsgemäßen, kombinierten Ventilbaugruppe 1 liegt darin, daß sich die Ventilbaugruppe 1 mit nur geringfügigen Modifikationen sowohl zu einem Leistungsregelventil als auch zu einem fremddruckgesteuerten Steuerventil ausbilden läßt. Die notwendigen Modifikationen bestehen lediglich in der zusätzlichen Ausbildung bzw. Abdichtung der Verbindungsbohrung 21 und dem Austausch des Deckelkörpers 13. Alle anderen Bauteile können unveränderterweise übernommen werden. Für die Serienproduktion ergibt sich daher eine geringere Anzahl zu fertigender Teile für die Herstellung von zwei Ventilen. Die Fertigungsstückkosten können daher

durch die erfindungsgemäße Ventilbaugruppe 1 beträchtlich gesenkt werden.

5 Patentansprüche

1. Ventilbaugruppe (1), die als Leistungsregelventil (Fig. 1) konfigurierbar ist mit einem Ventilzylinder (9), der eine erste radiale Öffnung (14) und eine zweite radiale Öffnung (15) aufweist, einem in dem Ventilzylinder (9) axial bewegbaren Ventilkolben (11), der an einer Mantelfläche (17) eine Ausnehmung (16) aufweist, die im Bereich zumindest einer der beiden radialen Öffnung (14, 15) des Ventilzylinders (9) eine Steuerkante (62, 82) aufweist, einem Meßkolben (19), der in einer Aufnahmebohrung (40) des Ventilkolbens (11) geführt ist, und zumindest einer Rückstellfeder (30), die den Ventilkolben (11) mit einer Rückstellkraft beaufschlagt, wobei bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als Leistungsregelventil (Fig. 1) sich eine außenseitige Stirnfläche (23) des Meßkolbens (19) an einem ortsfesten Widerlager (25) abstützt und die innenseitige Stirnfläche (20) des Meßkolbens (19) über eine Verbindungsbohrung (21) mit der Ausnehmung (16) des Ventilkolbens (11) verbunden ist, **dadurch gekennzeichnet,** **daß** eine Hohlbohrung (10) des Ventilzylinders (9) zur Aufnahme des Ventilkolbens (11) mit einem austauschbaren Deckel (13) verschlossen ist, so daß die Ventilbaugruppe (1) sowohl als Leistungsregelventil (Fig. 1) als auch als fremddruckgesteuertes Steuerventil (Fig. 2) konfigurierbar ist.
2. Ventilbaugruppe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet,** **daß** bei Konfiguration als fremddruckgesteuertes Steuerventil (Fig. 2) die außenseitige Stirnfläche (23) des Meßkolbens (19) von einem Steuerdruck beaufschlagt ist und die innenseitige Stirnfläche (20) des Meßkolbens (19) sich an dem Ventilkolben (11) abstützt.
3. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet,** **daß** bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als Leistungsregelventil (Fig. 1) ein mit einer Hydropumpe (5) verbundener stromaufwärtiger Arbeitsleitungsabschnitt (2) an der ersten radialen Öffnung (14) des Ventilzylinders (9) angeschlossen ist, ein zu einem Verbraucher führender stromabwärtiger Arbeitsleitungsabschnitt (3) an der zweiten radialen Öffnung (15) des Ventilzylinders (9) angeschlossen ist, und **daß** bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als fremddruckgesteuertes Steuerventil (Fig. 2) ein mit

einer Hydropumpe (5) verbundener stromaufwärtiger Arbeitsleitungsabschnitt (2) an der zweiten radialen Öffnung (15) des Ventilzylinders (9) angeschlossen ist und ein zu einem Verbraucher führender stromaufwärtiger Arbeitsleitungsabschnitt (3) an der ersten radialen Öffnung (14) des Ventilzylinders (9) angeschlossen ist.

4. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet,**

daß die Ausnehmung (16) an der Mantelfläche (17) des Ventilkolbens (11) eine erste Steuerkante (82) im Bereich der ersten radialen Öffnung (14) des Ventilkolbens (11) und eine zweite Steuerkante (62) im Bereich der zweiten radialen Öffnung (15) des Ventilkolbens (11) aufweist, wobei

bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als Leistungsregelventil (Fig. 1) die zweite Steuerkante (62) des Ventilkolbens (11) mit der zweiten radialen Öffnung (15) des Ventilzylinders (9) so zusammenwirkt, daß die zweite radiale Öffnung (15) des Ventilzylinders (9) mit zunehmender Verschiebung des Ventilkolbens (11) gegen die Rückstellkraft der Rückstellfeder (30) zunehmend geschlossen wird, und

bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als fremddruckgesteuertes Steuerventil (Fig. 2) die erste Steuerkante (82) des Ventilkolbens (11) mit der ersten radialen Öffnung (14) des Ventilzylinders (9) so zusammenwirkt, daß die erste radiale Öffnung (14) des Ventilzylinders (9) mit zunehmender Verschiebung des Ventilkolbens (11) gegen die Rückstellkraft (30) der Rückstellfeder zunehmend geöffnet wird.

5. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet,**

daß die beiden radialen Öffnungen (14, 15) des Ventilzylinders (9) axial versetzt zueinander angeordnet sind, wobei die erste radiale Öffnung (14) dem Meßkolben (19) abgewandt und die zweite radiale Öffnung (15) dem Meßkolben (19) zugewandt ist.

6. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet,**

daß die Aufnahmebohrung (40) für den Meßkolben (19) an einer Stirnfläche (18) des Ventilkolbens (11) parallel zur Längsachse (22) des Ventilkolbens (11) ausgebildet ist.

7. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet,**

daß die Verbindungsbohrung (21) bei der Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als Leistungsregelventil (Fig. 1) aus einer in die Aufnahmebohrung (40) für den Meßkolben (19) mündenden axiale Längsbohrung (21a) und zumindest einer die

Längsbohrung (21a) mit der Ausnehmung (16) verbindenden radialen Querböhrung (21b) besteht.

8. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet,**

daß der Ventilzylinder (9) in eine Hohlbohrung (10) eines Ventilgehäuses (7) axial einschiebbar ist, **daß** der Ventilkolben (11) in den Ventilzylinder (9) axial einschiebbar ist.

9. Ventilbaugruppe nach Anspruch 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß sich der Meßkolben (19) bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als Leistungsregelventil (Fig. 1) an dem Deckelkörper (13) abstützt, der das ortsfeste Widerlager bildet.

10. Ventilbaugruppe nach Anspruch 9,

dadurch gekennzeichnet,

daß an dem Deckelkörper (13) ein erstes Justierelement (24) zur axialen Einstellung der Lage des Widerlagers für den Meßkolben (19) vorgesehen ist.

11. Ventilbaugruppe nach Anspruch 8,

dadurch gekennzeichnet,

daß bei Konfiguration der Ventilbaugruppe (1) als fremddruckgesteuertes Steuerventil (Fig. 2) an dem Deckelkörper (13) ein Steuerdruckanschluß (80) ausgebildet ist, an den sich eine Steuerdruckkammer (81) anschließt, an welche die außenseitige Stirnfläche (23) des Meßkolbens (19) angrenzt.

12. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 11,

dadurch gekennzeichnet,

daß die Rückstellfeder (30) an einer dem Meßkolben (19) gegenüberliegenden Stirnfläche (23) des Ventilkolbens (11) angreift.

13. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 12,

dadurch gekennzeichnet,

daß zur Einstellung der maximalen Verschiebung des Ventilkolbens (11) in dem Ventilzylinder (9) gegen die Rückstellkraft der Rückstellfeder (30) ein zweites Justierelement (33) vorgesehen ist.

14. Ventilbaugruppe nach einem der Ansprüche 1 bis 13,

dadurch gekennzeichnet,

daß zur Einstellung der Vorspannung der Rückstellfeder (30) ein drittes Justierelement (35) vorgesehen ist.

Claims

1. Valve assembly (1) which is configurable as a power control valve (Fig. 1) with a valve cylinder (9) which exhibits a first radial opening (14) and a second radial opening (15),
a valve piston (11) that can be moved axially in the valve cylinder (9) and exhibits on a jacket surface (17) a recess (16) which exhibits a control edge (62, 82) in the area of at least one of the two radial openings (14, 15) of the valve cylinder (9),
a measuring flask (19) which is guided in a receiving hole (40) of the valve piston (11), and at least one readjusting spring (30) which loads the valve piston (11) with a readjusting force,
wherein an outside front face (23) of the measuring flask (19) is supported on a fixed abutment (25) if the valve assembly (1) is configured as a power control valve (Fig. 1), and the inside front face (20) of the measuring flask (19) is connected by a connecting hole (21) to the recess (16) of the valve piston (11),
characterised in that
a hollow hole (10) of the valve cylinder (9) is sealed for receiving the valve piston (11) with a replaceable cover (13), so that the valve assembly (1) is configurable both as a power control valve (Fig. 1) and a control valve (Fig. 2) controlled by external pressure.
2. Valve assembly according to Claim 1,
characterised in that
when the valve assembly is configured as a control valve controlled by external pressure (Fig. 2), the outside front face (23) of the measuring flask (19) is loaded by a control pressure and the inside front face (20) of the measuring flask (19) is supported on the valve piston (11).
3. Valve assembly according to one of Claims 1 or 2,
characterised in that
when the valve assembly (1) is configured as a power control valve (Fig. 1), an upstream working pipe section (2), connected to a hydraulic pump (5), is connected to the first radial opening (14) of the valve cylinder (9), **in that** an upstream working pipe section (3) leading to a consumer is connected to the second radial opening (15) of the valve cylinder (9), and
in that when the valve assembly (1) is configured as a control valve controlled by external pressure (Fig. 2), an upstream working pipe section (2) connected to a hydraulic pump (5) is connected to the second radial opening (15) of the valve cylinder (9) and an upstream working pipe section (3) leading to a consumer is connected to the first radial opening (14) of the valve cylinder (9).
4. Valve assembly according to one of Claims 1 to 3,
characterised in that
the recess (16) on the jacket surface (17) of the valve piston (11) exhibits a first control edge (82) in the area of the first radial opening (14) of the valve piston (11) and a second control edge (62) in the area of the second radial opening (15) of the valve piston (11),
wherein,
when the valve assembly (1) is configured as a power control valve (Fig. 1), the second control edge (62) of the valve piston (11) interacts with the second radial opening (15) of the valve cylinder (9) so that the second radial opening (15) of the valve cylinder (9) is increasingly closed as the displacement of the valve piston (11) toward the readjusting force of the readjusting spring (30) increases,
and when the valve assembly (1) is configured as a control valve controlled by external pressure (Fig. 2), the first control edge (82) of the valve piston (11) interacts with the first radial opening (14) of the valve cylinder (9) so that the first radial opening (14) of the valve cylinder (9) is increasingly opened as the displacement of the valve piston (11) against the readjusting force (30) of the readjusting spring increases.
5. Valve assembly according to one of Claims 1 to 4,
characterised in that
the two radial openings (14, 15) of the valve cylinder (9) are arranged so that they are axially offset in relation to each other, wherein the first radial opening (14) faces away from the measuring flask (19) and the second radial opening (15) faces the measuring flask (19).
6. Valve assembly according to one of Claims 1 to 5,
characterised in that
the receiving hole (40) for the measuring flask (19) is provided on one front face (18) of the valve piston (11) and runs parallel with the longitudinal axis (22) of the valve piston (11).
7. Valve assembly according to one of Claims 1 to 6,
characterised in that
the connecting hole (21), when the valve assembly (1) is configured as a power control valve (Fig. 1), consists of an axial longitudinal hole (21a) opening into the receiving hole (40) for the measuring flask (19), and at least one radial transverse hole (21b) connecting the longitudinal hole (21a) to the recess (16).
8. Valve assembly according to one of Claims 1 to 7,
characterised in that
the valve cylinder (9) can be inserted axially in a hollow hole (10) of a valve housing (7), and
in that the valve piston (11) can be inserted axially

in the valve cylinder (9).

9. Valve assembly according to Claim 8,
characterised in that
the measuring flask (19) is supported on the cover body (13) forming the fixed abutment when the valve assembly (1) is configured as a power control valve (Fig. 1). 5
10. Valve assembly according to Claim 9,
characterised in that
a first adjusting element (24) is provided on the cover body (13) for axial adjustment of the position of the abutment for the measuring flask (19). 10
11. Valve assembly according to Claim 8,
characterised in that
when the valve assembly (1) is configured as a control valve controlled by external pressure (Fig. 2), a control pressure connection (80) is formed on the cover body (13) to which is connected a control pressure chamber (81) bounding the outside front face (23) of the measuring flask (19). 15
12. Valve assembly according to one of Claims 1 to 11,
characterised in that
the readjusting spring (30) engages on a front face (23) of the valve piston (11) opposing the measuring flask (19). 20
13. Valve assembly according to one of Claims 1 to 12,
characterised in that
a second adjusting element (33) is provided for adjusting the maximum displacement of the valve piston (11) in the valve cylinder (9) against the readjusting force of the readjusting spring (30). 25
14. Valve assembly according to one of Claims 1 to 13,
characterised in that
a third adjusting element (35) is provided for adjusting the initial tension of the readjusting spring (30). 30

Revendications

1. Groupe combiné de valves (1) susceptible d'être configuré à titre de valve de régulation de puissance (figure 1), comprenant
un cylindre de valve (9) qui présente une première ouverture radiale (14) et une seconde ouverture radiale (15),
un piston de valve (11) axialement mobile dans le cylindre de valve (9), lequel piston présente à sa surface enveloppe (17) un évidement (16) qui comporte une arête de commande (62, 82) dans la région de l'une au moins des deux ouvertures radiales (14, 15) du cylindre de valve (9),
un piston de dosage (19) qui est guidé dans un pas- 45

sage de réception (40) du piston de valve (11) et au moins un ressort de rappel (30) qui applique au piston de valve (11) une force de rappel,
dans lequel, dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de régulation de puissance (figure 1) une surface frontale extérieure (23) du piston de dosage (19) s'appuie sur une butée stationnaire (25) et la surface frontale intérieure (20) du piston de dosage (19) est en liaison avec l'évidement (16) du piston de valve (11) via un perçage de liaison (21),

caractérisé en ce que

un perçage creux (10) du cylindre de valve (9) destiné à recevoir le piston de valve (11) est refermé par un couvercle interchangeable (13), de sorte que le groupe combiné de valves (1) est susceptible d'être configuré aussi bien à titre de valve de régulation de puissance (figure 1) qu'à titre de valve de commande (figure 2) sous la commande d'une pression extérieure.

2. Groupe combiné de valves selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** dans la configuration à titre de valve de commande sous la commande d'une pression extérieure (figure 2), la surface frontale extérieure (23) du piston de dosage (19) est attaquée par une pression de commande, et la surface frontale intérieure du piston de dosage (19) s'appuie contre le piston de valve (11). 30

3. Groupe combiné de valves selon l'une ou l'autre des revendications 1 et 2, **caractérisé en ce que** :

dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de régulation de puissance (figure 1) un tronçon de conduite de travail (2) disposé en amont et relié à une pompe hydraulique (5) est raccordé à la première ouverture radiale (14) du cylindre de valve, et un tronçon de conduite de travail (3) disposé en aval et menant à un appareil utilisateur est raccordé à la seconde ouverture radiale (15) du cylindre de valve (9), et

en ce que dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de commande sous la commande d'une pression extérieure (figure 2), un tronçon de conduite de travail (2) disposé en amont et relié à une pompe hydraulique (5) est raccordé à la seconde ouverture radiale (15) du cylindre de valve (9), et un tronçon de conduite de travail (3) disposé en aval et menant à un appareil utilisateur est raccordé à la première ouverture radiale (14) du cylindre de valve (9).

4. Groupe combiné de valves selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** :

l'évidement (16) au niveau de la surface enveloppe (17) du piston de valve (11) comporte une première arête de commande (82) dans la région de la première ouverture radiale (14) du piston de valve (11) et une seconde arête de commande (62) dans la région de la seconde ouverture radiale (15) du piston de valve (11), et dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de régulation de puissance (figure 1) la seconde arête de commande (62) du piston de valve (11) coopère avec la seconde ouverture radiale (15) du cylindre de valve (9) de telle manière que la seconde ouverture radiale (15) du cylindre de valve (9) est progressivement fermée au fur et à mesure du déplacement du piston de valve (11) à l'encontre de la force de rappel du ressort de rappel (30), et dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de commande sous la commande d'une pression extérieure (figure 2) la première arête de commande (82) du piston de valve (11) coopère avec la première ouverture radiale (14) du cylindre de valve (9) de telle manière que la première ouverture radiale (14) du cylindre de valve (9) est progressivement ouverte au fur et à mesure du déplacement du piston de valve (11) à l'encontre de la force de rappel (30) du ressort de rappel.

5. Groupe combiné de valves selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** les deux ouvertures radiales (14, 15) du cylindre de valve (9) sont agencées en décalage axial l'une par rapport à l'autre, la première ouverture radiale (14) étant détournée du piston de dosage (19) et la seconde ouverture radiale (15) étant tournée vers le piston de dosage (19).
6. Groupe combiné de valves selon l'une des revendications 1 à 5, **caractérisé en ce que** le perçage de réception (40) pour le piston de dosage (19) est réalisé au niveau d'une surface frontale (18) du piston de valve (11) parallèlement à l'axe longitudinal (22) du piston de valve (11).
7. Groupe combiné de valves selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisé en ce que**, dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de régulation de puissance (figure 1), le perçage de liaison (21) est constitué par un perçage allongé axial (21a) débouchant dans le perçage de réception (40) pour le piston de dosage (19), et par au moins un perçage transversal radial (21b) qui relie le perçage allongé (21a) à l'évidement (16).
8. Groupe combiné de valve selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** le cylindre de

valve (9) est susceptible d'être introduit axialement dans un perçage creux (10) d'un boîtier de valve (7), et **en ce que** le piston de valve (11) est susceptible d'être introduit axialement dans le cylindre de valve (9).

9. Groupe combiné de valves selon la revendication 8, **caractérisé en ce que**, dans la configuration du groupe combiné de valve (1) à titre de valve de régulation de puissance (figure 1), le piston de dosage (19) s'appuie contre le corps de couvercle (13) qui constitue la butée stationnaire.
10. Groupe combiné de valves selon la revendication 9, **caractérisé en ce qu'un** premier élément d'ajustement (24) est prévu sur le corps de couvercle (13) pour le réglage axial de la position de la butée pour le piston de dosage (19).
11. Groupe combiné de valves selon la revendication 8, **caractérisé en ce que**, dans la configuration du groupe combiné de valves (1) à titre de valve de commande sous la commande d'une pression extérieure (figure 2) il est prévu un raccord de pression de commande (80) réalisé sur le corps de couvercle (13) et auquel se raccorde une chambre de pression de commande (81), laquelle est adjacente de la surface frontale extérieure (23) du piston de dosage (19).
12. Groupe combiné de valves selon l'une des revendications 1 à 11, **caractérisé en ce que** le ressort de rappel (30) attaque une surface frontale (23) du piston de valve (11) située à l'opposé du piston de dosage (19).
13. Groupe combiné de valve selon l'une des revendications 1 à 12, **caractérisé en ce qu'il** est prévu un second élément d'ajustement (33) pour régler le déplacement maximum du piston de valve (11) dans le cylindre de valve (9) à l'encontre de la force de rappel du ressort de rappel (30).
14. Groupe combiné de valve selon l'une des revendications 1 à 13, **caractérisé en ce qu'il** est prévu un troisième élément d'ajustement (35) pour régler la précontrainte du ressort de rappel (30).



