(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 829 794 B1

(12) # EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
19.12.2001 Patentblatt 2001/51

(51) Int Cl.[7]: **G05D 16/02**, F16K 47/00

(21) Anmeldenummer: **97107824.1**

(22) Anmeldetag: **13.05.1997**

(54) **Druckminder-Sitzventil**

Pressure reducing lift valve

Soupape de siège de réduction de pression

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE CH DE DK ES FR GB IT LI NL SE

(30) Priorität: **05.09.1996 DE 29615498 U**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.03.1998 Patentblatt 1998/12

(73) Patentinhaber: **HEILMEIER & WEINLEIN Fabrik für Oel-Hydraulik GmbH & Co. KG**
81673 München (DE)

(72) Erfinder: **Estendorfer, Anton**
85625 Glonn (DE)

(74) Vertreter:
Grünecker, Kinkeldey, Stockmair & Schwanhäusser Anwaltssozietät
Maximilianstrasse 58
80538 München (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 3 201 432
US-A- 4 168 721
US-A- 4 190 076
US-A- 4 252 141
US-A- 4 603 710

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).

EP 0 829 794 B1

Printed by Jouve, 75001 PARIS (FR)

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Druckminder-Sitzventil der im Oberbegriff des Anspruchs 1 angegebenen Art.

[0002] Druckminderventile, bei denen der geminderte Druck das Schließelement gegen die Feder und in Öffnungsrichtung beaufschlagt, werden in der Hochdruckhydraulik für sehr viele Einsatzzwecke verwendet. Beispielsweise dient ein Druckminder-ventil in Spannvorrichtungen von Werkzeugmaschinen zum Einstellen des Spanndrucks, der niedriger als der Eingangsdruck ist und gegebenenfalls nur ca. 10% des Eingangsdrucks betragen kann. Druckdichtheit in der Schließstellung ist bei einem Druckminder-Ventil in vielen Anwendungsfällen unabdingbar. Diese Druckdichtheit ist ein hauptsächlicher Vorteil von Druckminder-Sitzventilen gegenüber leckagebehafteten Druckminder-Schieberventilen, die für die Druckdichtheit in der Schließstellung ein zusätzliches Magnet- oder Rückschlagventil benötigen. In der Praxis kann bei Druckminder-Sitzventilen, insbesondere bei hoher Druckdifferenz zwischen dem Eingangsdruck und dem geminderten Druck, beim Öffnen jedoch ein störendes Rattern des Schließelements (störendes Geräusch und starker Verschleiß)auftreten. Aus diesen Gründen werden trotz höherer Herstellungskosten und des zusätzlichen Aufwandes für die Druckdichtheit Druckminder-Schieberventile häufig bevorzugt.

[0003] Aus US-A-4190076 ist ein pneumatisches Druckminder-Ventil mit einem Membran-Regelkolben und Sitzventil-Ausbildung bekannt, wobei das Schließelement vom Eingangsdruck in Öffnungs- und vom geminderten Druck im Schließrichtung zum Sitz beaufschlagt wird. Mit dem Schließelement ist ein hydraulischer Dämpfungskolben in einer durch eine Membrane vom Strömungsweg separierten Dämpfungskammer in beiden Bewegungsrichtungen durch ein Joch fest gekoppelt. Durch die Kopplung mittels des Joches wirkt der Dämpfungskolben auf den Membran-Regelkolben ein.

[0004] Bei einem aus DE-A-3201432 bekannten Dreiwege-Druckregelventil mit zwei getrennten, jeweils einem Sitz zugeordneten Schließelementen arbeiten die Schließelemente wechselweise. An das die Verbindung vom Pumpenanschluß zum Rücklauf überwachenden Schließelement ist pumpendruckseitig ein Drosselkolben angeformt, der mit dem nach unten verlängerten Sitz für das Schließelement einen sogenannten Abblasquerschnitt des Schließelements verzögert zur Wirkung kommen läßt.

[0005] Aus US-A-4603710 ist ein hydraulisches gedämpftes Rückschlagventil ohne federbelasteten Regelkolben bekannt, bei dem das Schließelement mittels eines geschleppten Verdrängerkolbens Druckmittel aus einer Speicherkammer über einen gedrosselten Strömungsweg verdrängt. Auf diese Weise wird in Schließrichtung des Rückschlagventils eine Dämpfung erzielt.

[0006] Aus US-A-4168721 ist ein Schieberventil mit Blendenfunktion und einer hydraulischen Dämpfungsvorrichtung bekannt. Die Dämpfungsvorrichtung arbeitet mit Druckmittel, das von der Pumpenseite über eine Drossel in eine Federkammer und von dieser über Drosselöffnungen zum Tank abströmt, um auf den Regelkolben und den damit einstückig verbundenen Blendenschieber einzuwirken.

[0007] Die vorerwähnten Ventile des Standes der Technik sind von anderer Art, da das Schließelement vom Eingangs- oder Pumpendruck in Öffnungsrichtung vom Ventilsitz weg und gegen die Feder beaufschlagt wird, während der niedrigere Druck stromab des Sitzes das Schließelement in Schließrichtung beaufschlagt.

[0008] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Druckminder-Sitzventil der eingangs genannten Art zu schaffen, das weitgehend geräuschlos und über lange Standzeit arbeitet.

[0009] Die gestellte Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

[0010] In dem Druckminder-Sitzventil hebt die Regelfeder das Schließelement gegen den geminderten Druck am Regelkolben über den Regelkolben vom Sitz ab. Der geminderte Druck führt zusammen mit dem vom Eingangsdruck in Schließrichtung beaufschlagten Schließelement den Regelkolben zum Ventilsitz zurück, sobald der geminderte Druck dem eingestellten Wert entspricht. Speziell bei einem starken Abfall des geminderten Drucks wird das Schließelement weit vom Ventilsitz abgehoben, um den geminderten Druck so rasch wie möglich auf der eingestellten Höhe zu halten. Da üblicherweise nur eine geringe Druckmittelmenge erforderlich ist, um den geminderten Druck wieder herzustellen, wird der Regelkolben dann gegen die Regelfeder rasch zurückgedrückt, so daß zu befürchten ist, daß das Schließelement unter dem Eingangsdruck fest auf den Ventilsitz schlägt. Die hydraulische Dämpfvorrichtung greift zuvor jedoch am Regelkolben an, der die Bewegung des Schließelementes steuert und unterdrückt rasche Spielbewegungen des Regelkolbens, vor allem in Schließrichtung des Schließelements. Es kommt auch bei schlagartig fallendem geminderten Druck nicht zum gefürchteten Rattern des Schließelements. Dadurch wird eine störende Geräuschentwicklung unterdrückt und bleibt das Druckminder-Sitzventil über lange Standzeit funktionssicher. Das Schließelement nähert sich, geführt durch den Regelkolben, dem Ventilsitz, um den geminderten Druck einzustellen bzw. bei Erreichen des geminderten Drucks abzusperren, ohne mehrmals hin- und herzupendeln und anzuschlagen. Nur die Schließbewegung des Regelkolbens hydraulisch abzudämpfen, hat ferner den Vorteil einer zügigen Öffnungsbewegung des Schließelements, um bei einem Abfall des geminderten Drucks die Druckangleichung unverzögert einzuleiten. Das Druckmittel muß bei diesem Eingriff zum Beaufschlagen des Regelkolbens gegen die Regelfeder den gedrosselten Strömungsweg passie-

ren, wodurch eine zu rasche Schließbewegung des Regelkolbens und konsequenterweise des Schließelementes verhindert wird. Durch die Enge des Strömungsweges läßt sich der Dämpfungseffekt vorherbestimmen. Ist, um auch die Öffnungsbewegung hydraulisch abzudämpfen, in der Speicherkammer das Verdrängerelement vorgesehen, dann wird in der Speicherkammer enthaltenes Druckmittel bei der Öffnungsbewegung durch den gedrosselten Strömungsweg gepreßt. Die hydraulische Dämpfungsvorrichtung arbeitet nach Art eines in das Druckminder-Sitzventil integrierten hydraulischen Stoßdämpfers. Günstig ist dabei, daß die Dämpfvorrichtung in das spezielle, bewährte Sitzventilkonzept problemlos integriert ist, bei dem der Eingangs- oder Pumpendruck das Sitz-Schließelement in Schließrichtung und gegen die Feder der geminderte Druck hingegen gegen die Feder und am Schließelement in Öffnungsrichtung wirkt.

[0011] Es kann für einige Anforderungen gemäß Anspruch 2 zweckmäßig sein, die Öffnungs- und die Schließbewegungen des Regelkolbens hydraulisch abzudämpfen.

[0012] Gemäß Anspruch 3 dient als Verdrängerelement der mit dem Regelkolben verstellbare Kolben, der gleichzeitig den gedrosselten Strömungsweg begrenzt. Der Kolben ist an beiden Beaufschlagungsseiten vom geminderten Druck belastet, so diesbezüglich die Regelcharakteristik des Druckminder-Sitzventils nicht spürbar beeinflußt wird.

[0013] Gemäß Anspruch 4 hat die Speicherkammer eine Doppelfunktion, da sie das durch den gedrosselten Strömungsweg gepreßte Druckmittel aufnimmt und zur Beaufschlagung des Regelkolbens gegen die Regelfeder dient.

[0014] Gemäß Anspruch 5 hat der das Verdrängerelement der hydraulischen Dämpfvorrichtung bildende Kolben die Zusatzfunktion einer Hubbegrenzung des Regelkolbens, damit dieser nicht unzulässig weit in die Federkammer verschoben wird.

[0015] Um nur die Schließbewegung zu dämpfen, ist gemäß Anspruch 6 der gedrosselte Strömungsweg von einem Rückschlagventil umgangen, das in Strömungsrichtung zur Speicherkammer öffnet und in der Gegenrichtung absperrt.

[0016] Gemäß Anspruch 7 ist das Rückschlagventil zur Einsparung von Bauraum im Kolben angeordnet.

[0017] Um auch bei einer relativ kleinen bewegten Druckmittelmenge einen ausreichenden Dämpfungseffekt zu erzielen, ist gemäß Anspruch 8 er Durchmesser des Kolbens größer als der Durchmesser des Regelkolbens.

[0018] Herstellungstechnisch einfach ist die Ausführungsform gemäß Anspruch 9.

[0019] Bei der alternativen Ausführungsform gemäß Anspruch 10 muß das Druckmittel zur Dämpfung (in Schließrichtung oder in Schließ-und Öffnungsrichtung des Regelkolbens) durch wenigstens einen im Gehäuse verlaufenden Kanal strömen. Bei dieser Ausbildung läßt sich ein üblicher Regelkolben ohne Modifikation verwenden.

[0020] Als flankierende Maßnahme zur wirkungsvollen Dämpfung ist bei der Ausführungsform gemäß Anspruch 11 der Stößel als Strömungsleit-Trompete ausgebildet. Dadurch wird das aus dem Ventilsitz kommende Druckmittel nicht nur geführt (ohne störende Turbulenzen) zur Seite des geminderten Drucks gebracht, sondern auch zum gedrosselten Strömungsweg, wodurch die Dämpfung vergleichmäßigt wird. Bei bestimmten Arbeitsbedingungen, Druckverhältnissen oder Druckmittelmengen, ist die Strömungsleit-Trompete Teil der hydraulischen Dämpfvorrichtung, weil ggfs. der gedrosselte Strömungsweg und die Speicherkammer beim Dämpfen, z.B. infolge der Strömungsdynamik, überfordert wären.

[0021] Herstellungstechnisch günstig ist die Ausführungsform gemäß Anspruch 12. Mit diesem Verlauf wird eine optimale Unterstützung der hydraulischen Dämpfungsvorrichtung erreicht.

[0022] Bei der alternativen Ausführungsform gemäß Anspruch 13 läßt sich das Druckminder-Sitzventil auf einfache Weise auf unterschiedliche Arbeits-Druckbereiche umrüsten, ohne die teure Regelfeder und das Gehäuse wechseln zu müssen.

[0023] Gemäß Anspruch 14 ergibt sich eine einfache Montage. Die Kooperation zwischen dem gehärteten Ventilsitz und der gehärteten Stahlkugel garantiert lange Standzeiten, begünstigt durch die ein störendes Arbeitsgeräusch verhindernde und den Verschleiß mindernde hydraulische Dämpfvorrichtung. Anstelle einer Stahlkugel können auch andere Sitz-Schließelementformen benutzt werden können, z.B. ein kegeliges Schließelement oder ein kegeliges Schließelement mit einem Schieberansatz.

[0024] Anhand der Zeichnung werden Ausführungsformen des Erfindungsgegenstandes erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen Längsschnitt durch ein Druckminder-Sitzventil mit einer hydraulischen Dämpfvorrichtung,

Fig. 2 einen Teil eines Schnittes einer geänderten Ausführungsform, und

Fig. 3 einen Teil eines Schnittes einer weiteren geänderten Ausführungsform.

[0025] Ein Druckminder-Sitzventil D gemäß Fig. 1 weist in einem blockförmigen Anschlußgehäuse G (das gegebenenfalls das Gehäuse eines Verbrauchers ist) eine Stufenbohrung 1 auf, in der ein Einsatz 2 mit einem Ventilsitz S positioniert ist. Zum Positionieren des Einsatzes 2 dient ein einschraubbarer Gehäuse-Einsatz 3, der durch eine Sicherungs- und Dichtungsmutter 4 gesichert ist. In einer axialen Bohrung 9 ist ein Regelkolben R verschiebbar. In einer zur Atmosphäre entlüfteten

Federkammer 19 ist eine Regelfeder F vorgesehen. Die Vorspannkraft der Regelfeder F ist durch nicht-dargestellte, übliche Einrichtungen verstellbar. Der Gehäuse-Einsatz 3 bildet mit seinen Komponenten eine Moduleinheit und kann gegen andere Gehäuseeinsätze 3 mit gleichen Außenabmessungen, jedoch mit anders dimensionierten Regelkolben R unter Weiterverwendung der Regelfeder F und das Gehäuse ausgetauscht werden, um das Druckminder-Sitzventil D einfach an unterschiedliche Arbeitsdruckbereiche anzupassen.

[0026] Der Ventilsitz S befindet sich zwischen einem Anschluß P für den Eingangs- bzw. Pumpendruck und einem Anschluß A für den geminderten Druck. Auf der Seite des Anschlusses P ist dem Ventilsitz S ein Schließelement E, z.B. eine gehärtete Stahlkugel bei gehärtetem Ventilsitz S, zugeordnet, das in einem Halteteil 5 gestützt und geführt wird, der in einem Schraubeinsatz 6 unter der Kraft einer schwachen Schließfeder 7 verschiebbar geführt ist. Der Schraubeinsatz 6 ist mit dem Einsatz 2 verschraubt und stützt eine Filteranordnung 8 ab.

[0027] Im Gehäuseeinsatz 3 ist ein Abschnitt mit gegenüber der Bohrung 9 vergrößertem Durchmesser vorgesehen, der eine zylindrische Gehäusewand 10 und eine Schulter 15 aufweist. Durchgänge 11 verbinden den Ventilsitz S mit dem Anschluß A für den geminderten Druck.

[0028] Der Regelkolben R ist einstückig verbunden mit einem größeren Kolben K und einem Stößel 12. Der Kolben K begrenzt eine Speicherkammer 13, in der der Regelkolben R mit dem geminderten Druck gegen die Kraft der Regelfeder F und in Öffnungsrichtung beaufschlagbar ist. Der Kolben K begrenzt mit seinem Außenumfang einen gedrosselten Strömungsweg 14 zur Speicherkammer 13 und fungiert, z.B., als Hubanschlag für den Regelkolben R in Richtung zur Schulter 15.

[0029] Der Kolben K bildet zusammen mit dem gedrosselten Strömungsweg 14 und der Speicherkammer 13 eine hydraulische Dämpfvorrichtung B für den Regelkolben R, der das Schließelement E bei Öffnungs- und Schließbewegungen verstellt.

[0030] In der dargestellten Position des Druckminder-Sitzventils D ist im Anschluß A der gewünschte und an der Regelfeder F eingestellte geminderte Druck vorhanden. Dieser geminderte Druck beaufschlagt den Regelkolben R gegen die Regelfeder F, wobei das Schließelement E in dichter Anlage auf dem Sitz S gehalten wird, auch durch den im Anschluß P herrschenden Eingangsdruck. Der geminderte Druck herrscht auch in der Speicherkammer 13. Sinkt, beispielsweise aufgrund Verbrauchs, der geminderte Druck, dann überwindet die Regelfeder F die Gegenkraft des Regelkolbens R und hebt das Schließelement E vom Ventilsitz S ab. Bei dieser Öffnungsbewegung wird über den gedrosselten Strömungsweg 14 Druckmittel in die Speicherkammer 13 nachgesaugt, wodurch die Öffnungsbewegung gedämpft wird. Nähert sich der Druck im Anschluß A wieder dem eingestellten Wert für den geminderten Druck, dann werden der Regelkolben R gegen die Regelfeder F nach oben verschoben und das Schließelement E zum Ventilsitz S gebracht bzw. auf diesen gedrückt. In der Speicherkammer 13 enthaltenes Druckmittel wird aufgrund des Durchmesserunterschiedes zwischen dem Kolben K und dem Regelkolben R durch den gedrosselten Strömungsweg 14 gepreßt, so daß die Schließbewegung gedämpft wird.

[0031] Der Stößel 12 zum Führen des Schließelements E ist als sich zum gedrosselten Strömungsweg 14 hin erweitertende Strömungsleit-Trompete ausgebildet.

[0032] Um nur die Schließbewegung des Regelkolbens R zu dämpfen, die Öffnungsbewegung und das Nachsaugen des Druckmittels in die Speicherkammer 13 hingegen ungedämpft ablaufen zu lassen, kann der gedrosselte Strömungsweg 14 durch ein Rückschlagventil C umgangen werden, das gemäß Fig. 2 entweder im Kolben K direkt oder gemäß Fig. 3 in einem Kanal 17 im Gehäuse angeordnet ist. Der Kanal 17 führt vom Anschluß A zur Speicherkammer 13.

[0033] In Fig. 2 ist ferner angedeutet, daß anstelle des oder zusätzlich zum gedrosselten Strömungsweg 14 zwischen dem Außenumfang des Kolbens K und der Gehäusewand 10 (Fig. 1) ein gedrosselter Strömungsweg 14' direkt im Kolben K untergebracht ist, der durch eine versinnbildlichte Drossel 16 charakterisiert ist.

[0034] Gemäß Fig. 3 könnte (alternativ oder additiv) ein eigener, im Gehäuse verlaufender Strömungsweg 14" mit der Drossel 16 vorgesehen sein. Der Kolben K könnte mit einer Druckausgleichsnut oder einer Dichtung ausgestattet werden (Fig. 3).

[0035] Durch den gegenüber dem Regelkolben R größeren Kolben K, der ein Verdrängerelement bildet, wird auch für eine relativ kleine Druckmittelmenge zum Füllen der Speicherkammer 13 eine kräftige Strömung erzwungen, die den gedrosselten Strömungsweg 14, 14', 14" zu passieren hat. Mit dieser auch bei kleiner Druckmittelmenge kräftigen Strömung läßt sich ein wirksamer hydraulischer Dämpfungseffekt für den Regelkolben R erzielen.

Patentansprüche

1. Druckminder-Sitzventil (D) für die Hochdruck-Hydraulik, mit einem federbelasteten, gegen die Federbelastung vom geminderten Druck beaufschlagten Regelkolben (R) zum Bewegen eines vom Eingangsdruck in Schließrichtung zu einem Ventilsitz (S) beaufschlagten Schließelements (E) relativ zu dem Ventilsitz (S), wobei für den Regelkolben (R) eine hydraulische Dämpfungsvorrichtung (B) für zumindest vom Regelkolben (R) veranlasste Schließbewegungen des Schließelements (E) vorgesehen ist, die eine mit Druckmittel unter dem geminderten Druck befüllbare Speicherkammer (13), wenigstens einen gedrosselten Strömungsweg (14,

14', 14", 17) zwischen der Speicherkammer (13) und der Seite des geminderten Drucks, und ein mittels des Regelkolbens (R) bewegbares Verdrängerelement in der Speicherkammer (13) aufweist.

2. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die hydraulische Dämpfvorrichtung für die Schließ- und die Öffnungs-Bewegungen des Schließelements (E) vorgesehen ist.

3. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Verdrängerelement ein mit dem Regelkolben (R) verstellbarer Kolben (K) ist, der mit seinem Außenumfang und einer benachbarten Gehäusewand (10) einen den gedrosselten Strömungsweg (14) definierenden Durchgangsspalt begrenzt.

4. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Speicherkammer (13) die Steuerkammer des Regelkolbens (R) ist.

5. Druckminder-Sitzventil nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Kolben (K) einen in Schließrichtung des Schließelements (E) wirksamen Hubanschlag für den Regelkolben (R) bildet und auf eine in der Speicherkammer (13) angeordnete Gehäuseschulter (15) ausgerichtet ist.

6. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** der gedrosselte Strömungsweg (14) in Strömungsrichtung in die Speicherkammer (13) von einem Rückschlagventil (C) umgangen wird.

7. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Rückschlagventil (C) im Kolben (K) angeordnet ist.

8. Druckminder-Sitzventil nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Außendurchmesser des Kolbens (K) größer ist als der Durchmesser des Regelkolbens (R).

9. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Kolben (K) und ein das Schließelement (A) beaufschlagender Stößel (12) einstückig mit dem Regelkolben (R) ausgebildet sind.

10. Druckminder-Sitzventil nach wenigstens einem der Ansprüche 3, 4 und 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** der gedrosselte Strömungsweg (14", 17) zumindest zu einem Teil, und/oder das Rückschlagventil (C), in einem die direkte Verbindung von der Seite des geminderten Drucks zum Regelkolben (R) im Gehäuse (G) umgehenden Kanal vorgesehen ist, bzw. sind.

11. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Stößel (12) als sich vom Schließelement (E) zum Kolben (K) erweiternde Strömungsleit-Trompete ausgebildet ist, vorzugsweise mit einer die Strömung vom Ventilsitz (S) in den Einlaß des gedrosselten Strömungskanals (14) leitenden, rotationssymmetrischen Hüllfläche (18).

12. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Stößel (12) einen zylindrischen Endteil (18a) und einen kegeligen Anschluß (18b) zum Kolben (K) aufweist, und daß der Übergang (18c) zwischen dem zylindrischen Endteil (18a) und dem kegeligen Anschluß (18b) konkav gekrümmt verläuft.

13. Druckminder-Sitzventil nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Regelkolben (R) mit der hydraulischen Dämpfvorrichtung (B) in einem eine druckentlastete Federkammer (19) enthaltenden Gehäuse-Einsatz (3) angeordnet und mit diesem, ausgenommen die Regelfeder (F), eine Moduleinheit bildet, die wahlweise durch eine andere Moduleinheit mit größerem oder kleinerem Regelkolben (R) ersetzbar ist.

14. Druckminder-Sitzventil nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Ventilsitz (S) in einem gehärteten Stahleinsatz (2) vorgesehen und mittels des Gehäuseeinsatzes (3) festgelegt ist, und daß das Schließelement (E) eine gehärtete und durch eine Feder (7) in Schließrichtung beaufschlagte Stahlkugel ist.

Claims

1. Pressure-reducing seat valve (D) for high-pressure hydraulics, with a spring-loaded control piston (R) acted upon counter to the spring loading by the reduced pressure and intended to move relative to the valve seat (S) a closing element (E) acted upon in the closing direction relative to a valve seat (S) by the inlet pressure, a hydraulic damping device (B) for closing movements of the closing element (E) brought about at least by the control piston (R) being provided for the control piston (R), this device having an accumulator chamber (13) that can be filled with pressure medium under the reduced pressure, at least one restricted flow path (14, 14', 14", 17) between the accumulator chamber (13) and the reduced-pressure side and in the accumulator chamber (13) a displacer element that can be

moved by means of the control piston (R).

2. Pressure-reducing seat valve according to Claim 1, **characterized in that** the hydraulic damping device is provided for the closing and the opening movements of the closing element (E).

3. Pressure-reducing seat valve according to Claim 1, **characterized in that** the displacer element is a piston (K) that can be adjusted by means of the control piston (R) and, with its outer circumference and an adjacent housing wall (10), delimits a through gap that defines the restricted flow path (14).

4. Pressure-reducing seat valve according to Claim 1, **characterized in that** the accumulator chamber (13) is the control chamber of the control piston (R).

5. Pressure-reducing seat valve according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the piston (K) forms a stroke stop for the control piston (R) in the closing direction of the closing element (E) and is oriented towards a housing shoulder (15) arranged in the accumulator chamber (13).

6. Pressure-reducing seat valve according to Claim 1, **characterized in that** the restricted flow path (14) is bypassed by a nonreturn valve (C) in the direction of flow into the accumulator chamber (13).

7. Pressure-reducing seat valve according to Claim 6, **characterized in that** the nonreturn valve (C) is arranged in the piston (K).

8. Pressure-reducing seat valve according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the outside diameter of the piston (K) is greater than the diameter of the control piston (R).

9. Pressure-reducing seat valve according to Claim 3, **characterized in that** the piston (K) and a tappet (12) acting on the closing element (A) are of one-piece construction with the control piston (R).

10. Pressure-reducing seat valve according to at least one of Claims 3, 4 and 7, **characterized in that** the restricted flow path (14'', 17) is provided at least in part, and/or the nonreturn valve (C) is provided, in a passage that bypasses the direct connection from the reduced-pressure side to the control piston (R) in the housing (G).

11. Pressure-reducing seat valve according to Claim 10, **characterized in that** the tappet (12) is designed as a flow-guide trumpet that widens from the closing element (E) to the piston (K), preferably with a rotationally symmetrical enveloping surface (18) that guides the flow from the valve seat (S) into the inlet of the restricted flow passage (14).

12. Pressure-reducing seat valve according to Claim 11, **characterized in that** the tappet (12) has a cylindrical end part (18a) and a conical connection (18b) to the piston (K), and **in that** the transition (18c) between the cylindrical end part (18a) and the conical connection (18b) has a concave curvature.

13. Pressure-reducing seat valve according to at least one of the preceding claims, **characterized in that** the control piston (R) is arranged with the hydraulic damping device (B) in a housing insert (3) containing a pressure-relieved spring chamber (19) and forms a modular unit with the insert, with the exception of the control spring (F), the modular unit being replaceable by another modular unit with a larger or a smaller control piston (R).

14. Pressure-reducing seat valve according to Claim 13, **characterized in that** the valve seat (S) is provided in a hardened steel insert (2) and fixed by means of the housing insert (3), and **in that** the closing element (E) is a hardened steel ball acted upon in the closing direction by a spring (7).

Revendications

1. Vanne de détente à siège (D) pour l'hydraulique haute pression, comportant un piston de régulation (R) commandé par ressort, recevant la pression détendue contre la force du ressort, pour déplacer un élément de fermeture (E) recevant la pression d'entrée dans le sens de fermeture vers un siège de vanne (S), par rapport au siège de vanne (S), dans lequel est prévu pour le piston de régulation (R) un dispositif d'amortissement hydraulique (B) pour des mouvements de fermeture de l'élément de fermeture (E) occasionnés par au moins le piston de régulation (R), qui comporte une chambre d'accumulation (13) pouvant être remplie de produit sous pression à la pression détendue, au moins une voie d'écoulement étranglée (14, 14', 14'', 17) entre la chambre d'accumulation (13) et le côté pression détendue, et un élément de refoulement mobile au moyen du piston de régulation (R) dans la chambre d'accumulation (13).

2. Vanne de détente à siège selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le dispositif hydraulique est prévu pour les mouvements de fermeture et d'ouverture de l'élément de fermeture (E).

3. Vanne de détente à siège selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** l'élément de refoulement est un piston réglable (K) avec le piston de régulation (R), qui avec sa paroi périphérique extérieure

et une paroi de corps adjacente (10) délimite une fente de passage définissant la voie d'écoulement étranglée (14).

4. Vanne de détente à siège selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la chambre d'accumulation (13) est la chambre de commande du piston de régulation (R).

5. Vanne de détente à siège selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le piston (K) forme pour le piston de régulation (R) une butée de course agissant dans le sens de fermeture de l'élément de fermeture (E) et est orientée sur un épaulement (15) disposé dans la chambre d'accumulation (13).

6. Vanne de détente à siège selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la voie d'écoulement étranglée (14) est contournée, dans le sens d'écoulement vers la chambre d'accumulation (13), par un clapet anti-retour (C).

7. Vanne de détente à siège selon la revendication 6, **caractérisée en ce que** le clapet anti-retour (C) est disposé dans le piston (K).

8. Vanne de détente à siège selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le diamètre extérieur du piston (K) est supérieur au diamètre du piston de régulation (R).

9. Vanne de détente à siège selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** le piston (K) et un coulisseau (12) agissant sur l'élément de fermeture (A) sont formés d'un seul tenant avec le piston de régulation (R).

10. Vanne de détente à siège selon au moins l'une des revendications 3, 4 et 7, **caractérisée en ce que** la voie d'écoulement étranglée (14", 17) du moins en partie, et/ou le clapet anti-retour (C), est prévu(e) dans un canal contournant la liaison directe du côté de la pression détendue vers le piston de régulation (R) dans le corps (G).

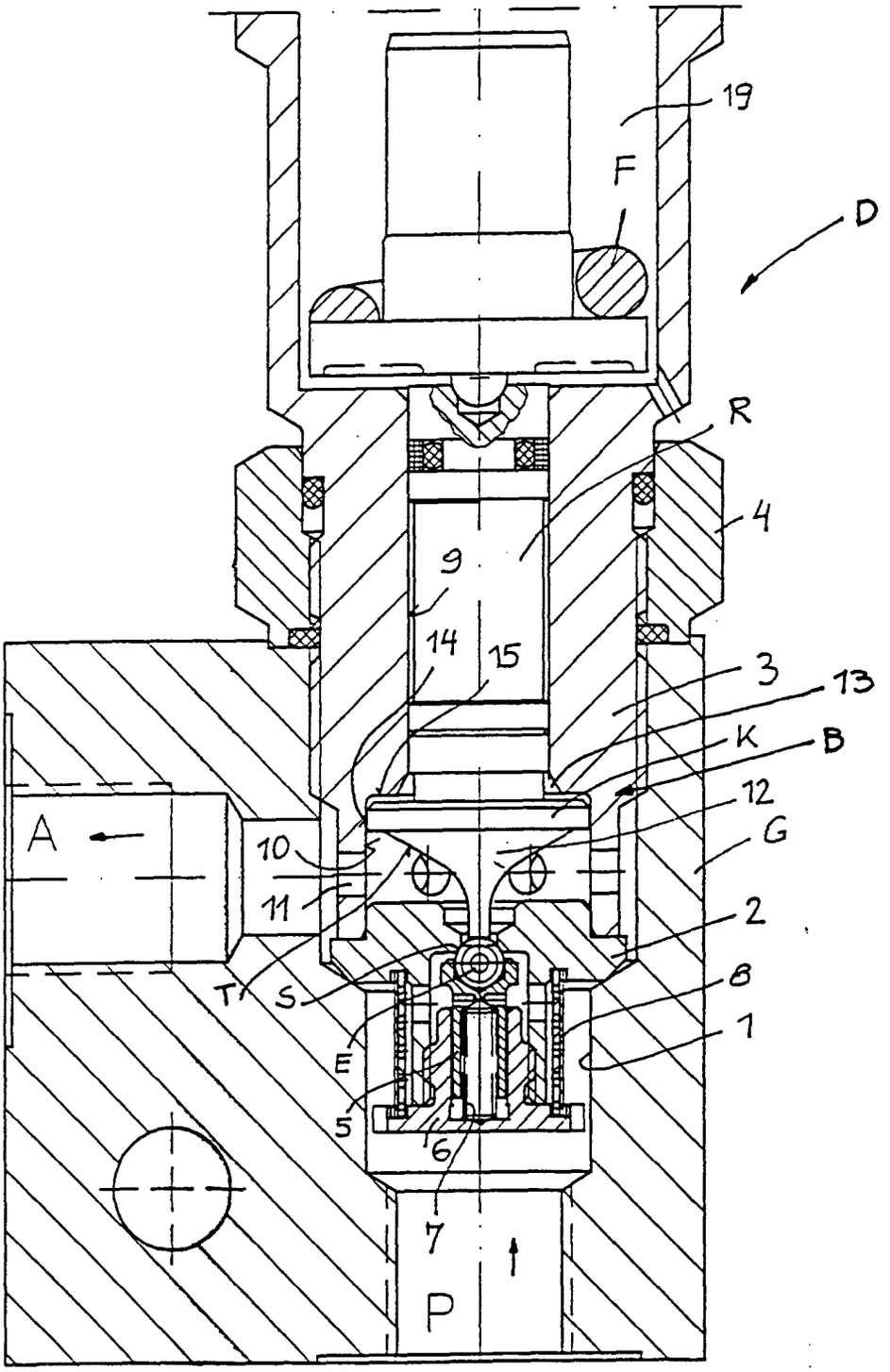
11. Vanne de détente à siège selon la revendication 10, **caractérisée en ce que** le coulisseau (12) est conformé en entonnoir guidant le flux s'évasant de l'élément de fermeture (E) vers le piston (K), de préférence avec une surface enveloppante (18) à symétrie de révolution guidant l'écoulement du siège de vanne (S) dans l'entrée du canal d'écoulement étranglée (14).

12. Vanne de détente à siège selon la revendication 11, **caractérisée en ce que** le coulisseau (12) comporte une pièce d'extrémité cylindrique (18a) et un raccord conique (18b) vers le piston (K), et **en ce que** la transition (18c) entre la pièce d'extrémité cylindrique (18a) et le raccord conique (18b) s'étend en courbe concave.

13. Vanne de détente à siège selon au moins l'une des revendications précédentes, **caractérisée en ce que** le piston de régulation (R) est disposé avec le dispositif d'amortissement hydraulique (B) dans un insert de corps (3) contenant une chambre à ressort détendue (19) et forme avec celui-ci, le ressort de régulation (F) excepté, une unité modulaire qui peut être remplacée au choix par une autre unité modulaire, comportant un piston (R) plus grand ou plus petit.

14. Vanne de détente à siège selon la revendication 13, **caractérisée en ce que** le siège de vanne (S) est prévu dans un insert en acier trempé (2) et est défini au moyen d'un insert de corps (3) et **en ce que** l'élément de fermeture (E) est une bille en acier trempé et est commandé par un ressort (7) dans le sens de fermeture.

FIG 1



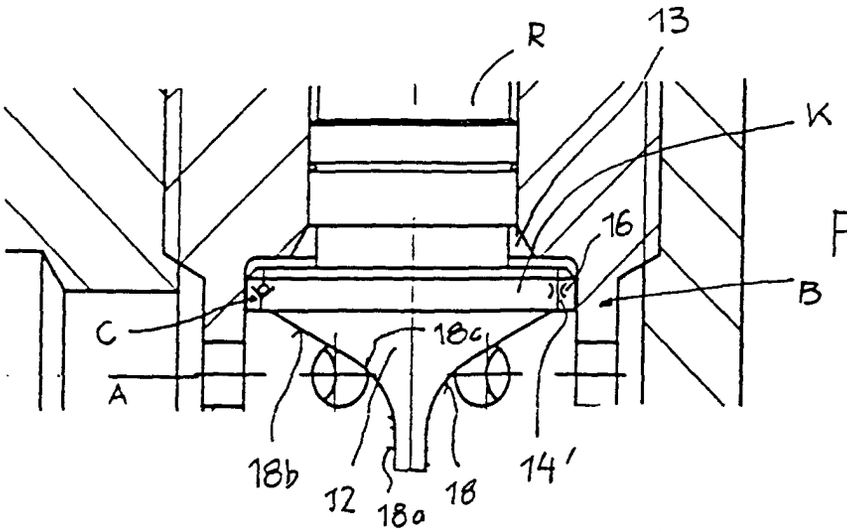


FIG 2

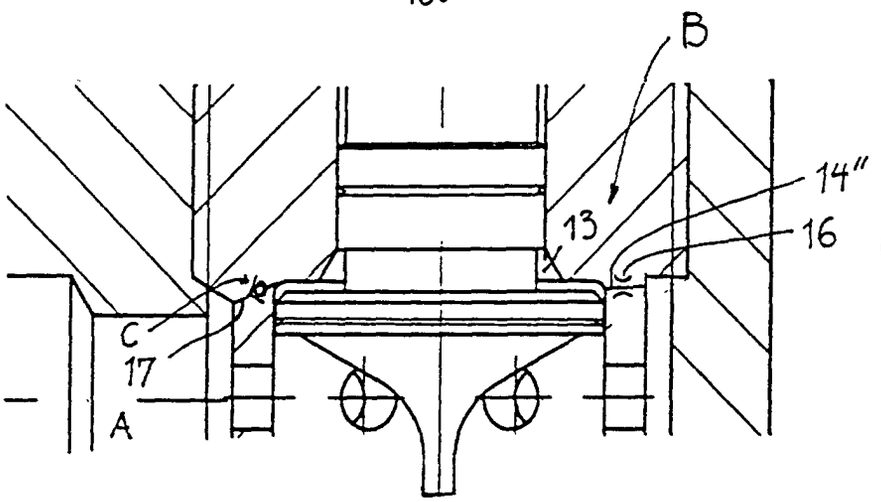


FIG 3