



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
13.07.94 Patentblatt 94/28

⑤① Int. Cl.⁵ : **F01D 17/26, F15B 13/02,
F16K 31/40**

②① Anmeldenummer : **91104112.7**

②② Anmeldetag : **16.03.91**

⑤④ **Antrieb für ein Dampfstellventil.**

③① Priorität : **09.04.90 CH 1204/90**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
16.10.91 Patentblatt 91/42

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
13.07.94 Patentblatt 94/28

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

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
**EP-A- 0 127 027
DE-A- 2 411 525
US-A- 4 276 810
US-A- 4 401 009**

⑦③ Patentinhaber : **ASEA BROWN BOVERI AG
Haselstrasse 16
CH-5401 Baden (CH)**

⑦② Erfinder : **Burch, Edi
Erliacherweg 6
CH-8116 Würenlos (CH)**

EP 0 451 543 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**TECHNISCHES GEBIET**

5 Die vorliegende Erfindung geht aus von einem Antrieb für ein Dampfstellventil gemäss dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

STAND DER TECHNIK

10 Aus der Offenlegungsschrift DE 35 35 174 ist ein Antrieb für ein Dampfstellventil bekannt mit einer Steuerventilanordnung, welche den Druck des Öls für die hydraulische Betätigung eines Stellantriebs regelt. Diese Steuerventilanordnung weist ein Schieberventil mit Dichtkanten auf. Für Öldrücke oberhalb etwa 40 bar sind Schieberventile nur bedingt geeignet, da Ölverharzungen deren Funktion beeinträchtigen können.

15 Ferner ist aus der Patentschrift US 4 401 009 ein hydraulischer Antrieb bekannt, der zwei Steuerventile aufweist, die jeweils eine Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt und eine Sperrstellung aufweisen. Die in der Sperrstellung wirksame Dichtungsstelle ist nicht als Sitzventil ausgebildet. Um Druckstösse beim Absteuern des Antriebs zu vermeiden, wird der Durchfluss des Öls für die Betätigung des Antriebs im Steuerventil mittels eines speziell geformten Kolbens gedrosselt, bis nur noch eine geringe Menge Öl fliesst, dieser geringe Ölfluss wird dann zuletzt durch ein vorgeschaltetes Pilotventil unterbrochen. Die beiden Steuerventile
20 arbeiten unabhängig voneinander, wobei jedes bei einer anderen Bewegungsrichtung des Antriebs aktiviert wird.

DARSTELLUNG DER ERFINDUNG

25 Die Erfindung, wie sie in den Ansprüchen gekennzeichnet ist, löst die Aufgabe, einen Antrieb für ein Dampfstellventil zu schaffen, welcher auch mit vergleichsweise hohem Öldruck stets sicher und schnell betätigt werden kann.

Die durch die Erfindung erreichten Vorteile sind im wesentlichen darin zu sehen, dass die mit höheren Öldrücken erreichbare bessere Dynamik des Antriebs nun voll ausgenutzt werden kann. Eine Verharzung der Steuerventilanordnung und eine damit verbundene Beeinträchtigung der Betriebssicherheit des Stellantriebs
30 kann mit grosser Sicherheit ausgeschlossen werden. Zudem erweist es sich als vorteilhaft, dass vergleichsweise einfach gebaute Ventile eingesetzt werden können, was die Wirtschaftlichkeit des Antriebs erhöht.

Die weiteren Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstände der abhängigen Ansprüche.

Die Erfindung, ihre Weiterbildung und die damit erzielbaren Vorteile werden nachstehend anhand der
35 Zeichnung, welche lediglich einen Ausführungsweg darstellt, näher erläutert.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNG

Es zeigen:

- 40 Fig. 1 eine erste Ausführungsform des Antriebs,
Fig. 2 eine zweite Ausführungsform des Antriebs und
Fig. 3 eine dritte Ausführungsform des Antriebs.

Bei allen Figuren sind gleich wirkende Elemente mit gleichen Bezugszeichen versehen.

45 WEGE ZUR AUSFÜHRUNG DER ERFINDUNG

Fig. 1 zeigt in schematischer Darstellung einen Stellantrieb 1 für ein Dampfstellventil 2, welches die durch eine Heissdampfleitung 3 zu einer nicht dargestellten Turbine strömende Heissdampfmenge regelt. Das Dampfstellventil 2 ist durch eine Ventilspindel 4 mit einem in einem Hauptzylinder 5 gleitenden Hauptkolben
50 6 verbunden. Unterhalb des Hauptkolbens 6 ist ein mit Öl unter Druck beaufschlagtes Antriebsvolumen 7 angeordnet. Anstelle des Öls kann auch ein anderes Fluid oder ein gasförmiges Medium vorgesehen werden. Insbesondere ist auch der Einsatz von Wasser oder Wasseremulsionen möglich. Oberhalb des Hauptkolbens 6 ist ein ölgefülltes Puffervolumen 8 vorgesehen, in welchem zudem eine Feder 9 angeordnet ist, welche dem Öldruck im Antriebsvolumen 7 entgegenwirkt. Am Hauptkolben 6 ist federseitig eine Stange 10 vorgesehen,
55 welche denselben mit einer Wegmesseinrichtung 11 verbindet. Die Stange 10 und die Ventilspindel 4 durchdringen den Hauptzylinder 5 an entgegengesetzten Seiten, wobei die Instruktion dieser druckdicht ausgeführten Durchdringungen als bekannt vorausgesetzt wird.

Durch eine Leitung 13 wird Öl unter Druck eingespeist, der nötige Öldruck wird durch eine nicht darge-

stellte Pumpe erzeugt. Die Leitung 13 führt durch eine für die Öffnungszeitbegrenzung des Stellantriebs 1 vorgesehene Blende 14 zu einem Eingang 16 eines ersten als Regelventil ausgebildeten Steuerventils 17. Durch eine Leitung 15 wird von einem Sicherheitsölkreislauf her Öl unter Druck eingespeist. Von der Leitung 15 zweigt eine Leitung 18 ab, die eine Blende 19 aufweist und die in ein Antriebsvolumen 20 eines zweiten als Regelventil ausgebildeten Steuerventils 21 mündet. Die Leitung 15 weist zudem eine Blende 26 auf und führt in ein Antriebsvolumen 27 des ersten Steuerventils 17. Zwischen der Blende 26 und dem Antriebsvolumen 27 zweigt von der Leitung 15 eine Leitung 28 ab, die in ein erstes, als Sitzventil ausgebildetes Proportional-Druckventil 29 führt. Ein Ausgang 30 dieses Proportional-Druckventils 29 ist mit einer Leitung 31 verbunden, die einerseits mit dem Puffervolumen 8 und andererseits über ein Rückschlagventil 32 mit einer nicht dargestellten Ablaufvorrichtung in Verbindung steht. Das Rückschlagventil 32 verhindert, dass Öldruckstöße, die eventuell in die Ablaufvorrichtung gelangen, durch die Leitung 31 störend auf den Stellantrieb 1 zurückwirken können. Von dieser Ablaufvorrichtung gelangt das Öl weiter durch die erwähnte Pumpe zurück in die Leitung 13. Zwischen der Blende 19 und dem Antriebsvolumen 20 zweigt von der Leitung 18 eine Leitung 33 ab, die in ein zweites als Sitzventil ausgebildetes Proportional-Druckventil 34 führt. Ein Ausgang 35 dieses Proportional-Druckventils 34 ist mit der Leitung 31 verbunden.

Das erste Steuerventil 17 ist in der Fig. 1 in geschlossenem Zustand dargestellt, und zwar verhindert ein Sitzventil 40, dass der Eingang 16 zu einem Ausgang 41 durchverbunden wird. Der Eingang 16 ist über eine Leitung 43 mit einem Antriebsvolumen 44 verbunden. Ein sich in diesem Antriebsvolumen 44 aufbauender Druck wirkt in die gleiche Richtung wie die Kraft einer Feder 42, also entgegen dem im Antriebsvolumen 27 herrschenden Druck. In der Regel ist jedoch die zum Antriebsvolumen 44 zugehörige Kolbenfläche kleiner als die des zum Antriebsvolumen 27 gehörenden Kolbens, sodass sichergestellt ist, dass das Steuerventil 17 stets allein durch den Druck des Sicherheitsöls betätigt werden kann. Das erste Steuerventil 17 weist drei schematisch dargestellte Schaltstellungen auf, von denen die oberste, die Sperrstellung, bereits beschrieben wurde, die mittlere Stellung zeigt eine Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt und die unterste zeigt eine Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt. Das Steuerventil 17 wird durch Öldruck im Antriebsvolumen 27 betätigt, d.h. mit steigendem Öldruck wird es von der Sperrstellung über die Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt in die Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt gedrückt. Gegen diesen Öldruck im Antriebsvolumen 27 arbeitet der Druck im Antriebsvolumen 44 und die Kraft der Feder 42. Der Ausgang 41 ist über eine Leitung 46 mit einem Anschluss 47 verbunden, der eine Verbindung herstellt mit dem Antriebsvolumen 7 des Stellantriebs 1. Zudem ist dieser Anschluss 47 mit einem Eingang 48 des zweiten Steuerventils 21 verbunden.

Der Eingang 48 des zweiten Steuerventils 21 ist in der gezeigten Durchlassstellung zu einem Ausgang 49 durchverbunden.

Der Ausgang 49 ist über eine Leitung 50 mit der Leitung 31 verbunden. Das zweite Steuerventil 21 weist drei schematisch dargestellte Schaltstellungen auf, von denen die oberste als Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt wirkt. Die mittlere Schaltstellung wirkt als Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt und die unterste als Sperrstellung. Das Steuerventil 21 wird durch Öldruck im Antriebsvolumen 20 betätigt, d.h. mit steigendem Öldruck wird es von der Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt über die Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt in die Sperrstellung gedrückt. Gegen diesen Öldruck im Antriebsvolumen 20 arbeitet die Kraft einer Feder 51. Die Sperrstellung wird durch ein Sitzventil 52 realisiert. Der Eingang 48 ist zudem über eine Leitung 53 mit einem Antriebsvolumen 54 verbunden. Ein sich in diesem Antriebsvolumen 54 aufbauender Druck wirkt in die gleiche Richtung wie die Kraft der Feder 51, also entgegen dem im Antriebsvolumen 20 herrschenden Druck. In der Regel ist jedoch die zum Antriebsvolumen 54 gehörige Kolbenfläche kleiner als die des zum Antriebsvolumen 20 gehörenden Kolbens, sodass sichergestellt ist, dass das Steuerventil 21 stets allein durch den Druck des Sicherheitsöls betätigt werden kann.

Die beiden Steuerventile 17 und 21 weisen, wie bereits beschrieben, jeweils eine Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt mit jeweils einer bestimmten Regelcharakteristik auf. Diese Regelcharakteristik kann nun in beiden Steuerventilen 17, 21 gleich ausgebildet sein, wobei die zu regelnden Querschnitte unterschiedlich ausgebildet sein können. Es ist jedoch auch möglich, dass diese Regelcharakteristik in jedem der beiden Steuerventile 17, 21 unterschiedlich ausgebildet ist. Durch diese verschiedenen Regelcharakteristiken ist es möglich, die Steuerventile 17, 21 optimal aneinander und an die jeweiligen Betriebsanforderungen anzupassen, so dass der Antrieb in einem vergleichsweise grossen Anwendungsbereich eingesetzt werden kann. Etwa nötige Anpassungen an erweiterte Betriebsanforderungen lassen sich vergleichsweise einfach durchführen, da nur die Geometrie im Bereich des regelbaren Querschnitts geändert werden muss.

Das erste Proportional-Druckventil 29 wirkt ähnlich wie eine regelbare Blende, bei welcher einerseits die Blendenöffnung über eine Leitung 55 mit Hilfe des anstehenden Öldrucks vergrößert werden soll, während andererseits gleichzeitig ein Elektromagnet 56, gegen diesen Öldruck arbeitend, die Blendenöffnung verkleinern will. Eine Wirkungslinie 57 deutet an, dass der Elektromagnet 56 durch eine elektronische Regelanord-

nung 58 gezielt betätigt wird. Entsprechend dem ersten Proportional-Druckventil 29 wirkt auch das zweite Proportional-Regelventil 34, bei welchem der Öldruck über eine Leitung 59 in Öffnungsrichtung und ein Elektromagnet 60 in Schliessrichtung wirkt. Eine Wirkungslinie 61 deutet an, dass der Elektromagnet 60 ebenfalls durch die elektronische Regelanordnung 58 gezielt betätigt wird. Die elektronische Regelanordnung 58 steht zudem, wie durch eine Wirkungslinie 62 angedeutet, in Wirkverbindung mit der Wegmesseinrichtung 11. Eine Wirkungslinie 63 deutet an, dass in die elektronische Regelanordnung 58 auch Befehle und Signale einer übergeordneten Anlagenleittechnik eingegeben und in ihr umgesetzt werden.

Die beiden Proportional-Druckventile 29 und 34 sind als Sitzventile ausgebildet, sodass eine etwaige Zersetzung oder ein Verharzen des Öls die Funktion dieser Ventile nicht beeinträchtigen kann. Durch die Sitzbauweise werden eine vergleichsweise hohe Sicherheit und Verfügbarkeit dieser Ventile erreicht. Es ist jedoch auch möglich an diesen Stellen der Anordnung Servoventile einzusetzen.

Die Ausführung gemäss Fig. 2 entspricht nahezu vollständig der in Fig. 1 dargestellten Ausführung, lediglich die Steuerventile 17 und 21 sind jeweils zusätzlich mit einer Wegmesseinrichtung 65 und 66 versehen. Die von der Wegmesseinrichtung 65 abgegebenen Signale werden, wie durch eine Wirkungslinie 67 angedeutet, in die elektronische Regelanordnung 58 eingespeist und dort weiter umgesetzt. Die von der Wegmesseinrichtung 66 abgegebenen Signale werden, wie durch eine Wirkungslinie 68 angedeutet, in die elektronische Regelanordnung 58 eingespeist und dort weiter verarbeitet.

Die Ausführung gemäss Fig. 3 weist gegenüber der Ausführung gemäss Fig. 1 lediglich ein einziges Proportional-Druckventil 29 auf, welches über die Leitung 15 und die Blende 26 mit Öl unter Druck beaufschlagt wird. Das Antriebsvolumen 27 des Steuerventils 17 wird, wie bereits beschrieben, mit diesem Öl unter Druck beaufschlagt. Zudem zweigt jedoch zwischen der Blende 26 und dem Antriebsvolumen 27 eine Leitung 67 von der Leitung 15 ab. Diese Leitung 67 mündet direkt in das Antriebsvolumen 20 des Steuerventils 21 ein. Die Antriebsvolumina 27 und 20 werden demnach parallel und gleichzeitig mit dem von der Leitung 15 eingespeisten Öl unter Druck beaufschlagt. Die diesem Öl unter Druck entgegenwirkenden Federn 42 und 51 der beiden Steuerventile 17 und 21 sind so angebracht, dass deren Vorspannkraft mechanisch verstellt werden kann, durch Pfeile wird diese Verstellbarkeit symbolisiert.

Zur Erläuterung der Wirkungsweise sei die Fig. 1 näher betrachtet. Die Fig. 1 zeigt den Antrieb in der Fail-Save-Stellung, in welcher beispielsweise die Leitung 15 ohne Druckbeaufschlagung ist und in welcher das Dampfstellventil 2 geschlossen ist. Es ist jedoch auch möglich, dass sowohl die Leitung 13 als auch die Leitung 15 druckbeaufschlagt sind, und dass das Dampfstellventil 2 allein durch ein elektrisches Absteuern der Proportional-Druckventile 29 und 34 geschlossen wird. In diesem Fall werden die Elektromagnete 56 und 60 so abgesteuert, dass der durch die Leitungen 55 und 59 anstehende Öldruck die Proportional-Druckventile 29 und 34 auf Durchlass stellt, sodass sich in den Antriebsvolumina 20 und 27 kein Öldruck aufbauen kann. Dies hat zur Folge, dass die Steuerventile 17 und 21 nicht betätigt werden, sodass deren in Fig. 1 dargestellte Stellung beibehalten wird und das Dampfstellventil 2 geschlossen bleibt.

Soll nun das Dampfstellventil 2 geöffnet werden, so werden die Elektromagnete 56 und 60 von der elektronischen Regelanordnung 58 her gezielt erregt, sodass der Öldurchfluss durch die Proportional-Druckventile 29 und 34 verringert wird. Im Bereich der Leitungen 28 und 33 und damit auch in den Antriebsvolumina 27 und 20 der Steuerventile 17 und 21 baut sich infolgedessen ein Öldruck auf. Dieser Öldruck steigt mit zunehmender Verringerung des Öldurchflusses weiter an. Sobald dieser Öldruck hoch genug ist, um die Gegenkräfte in den Steuerventilen 17 und 21 zu überwinden, so bewegen sich diese aus der Fail-Save-Stellung heraus. Das Steuerventil 17 bewegt sich von der Sperrstellung in die Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt, das Steuerventil 21 von der Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt in diejenige mit regelbarem Querschnitt. Durch die Leitungen 13 und 46 strömt nun Öl über den Anschluss 47 in das Antriebsvolumen 7 des Stellantriebs 1 und gleichzeitig durch das Steuerventil 21 und die Leitung 31 in den Ablauf. Strömt durch die Leitung 46 mehr Öl nach, als durch das Steuerventil 21 abfliessen kann, so baut sich im Antriebsvolumen 7 ein Druck auf, der den Stellantrieb 1 und damit auch das Dampfstellventil 2 in Öffnungsrichtung bewegt. Die Wegmesseinrichtung 11 liefert wegabhängige Signale in die elektronische Regelanordnung 58, wo sie ausgewertet und mit einem vorgegebenen Sollwert verglichen werden. Dieser Sollwert wird durch eine übergeordnete Anlagenleittechnik vorgegeben. Entsprechend dem Resultat dieses Soll-Ist-Vergleichs wird von der elektronischen Regelanordnung 58 aus die Erregung der Elektromagnete 56 und 60 geändert, wodurch auch die Stellung der regelbaren Steuerventile 17 und 21 entsprechend verändert wird. Sollte eine zu grosse Ölmenge in das Antriebsvolumen 7 fliessen, wird jedoch die Blende 14 wirksam, welche einen weiteren Anstieg der fließenden Ölmenge verhindert. Die Blende 14 begrenzt die Öffnungszeit des Stellantriebs 1, sodass im Stellantrieb 1 wegen etwa zu schnell bewegter und abzubremsender Massen keine mechanischen Defekte auftreten können. Ferner wirkt sich diese Öffnungszeitbegrenzung positiv aus auf das Betriebsverhalten der Turbine, die so keinen stossartigen Belastungen mit Heissdampf unterworfen wird.

Der Hauptkolben 6 wird durch das in das Antriebsvolumen 7 eingespeiste Öl nach oben gedrückt, gleich-

zeitig strömt das im Puffervolumen 8 befindliche Öl durch die Leitung 31 in den Ablauf. Die Öffnungsbewegung des Stellantriebs 1 läuft vergleichsweise langsam ab, das Schliessen muss jedoch aus Sicherheitsgründen sehr rasch erfolgen. Bei der Schliessbewegung des Stellantriebs 1 strömt das Öl aus dem Antriebsvolumen 7 durch das Steuerventil 21, die Leitung 50 und den oberen Teil der Leitung 31 direkt in das Puffervolumen 8. Auf diese Weise gelingt es, das Öl auf kürzestem Weg und damit sehr rasch aus dem Antriebsvolumen 7 zu entfernen, wodurch in Schliessrichtung eine vorteilhaft hohe Dynamik des Stellantriebs 1 erreicht wird.

Die Ausführung gemäss Fig. 2 ermöglicht eine noch feinfühligere und raschere Annäherung an den vorgegebenen Sollwert, da die Signale der Wegmesseinrichtungen 65, 66 zusätzlich in der elektronischen Regelanordnung 58 verarbeitet werden, wodurch eine raschere und genauere Erreichung des Sollwertes der Antriebsstellung möglich wird. Die Wirkungsweise dieser Anordnung ist im übrigen gleich wie bei der Anordnung gemäss Fig. 1.

Die Ausführung gemäss Fig. 3 arbeitet ebenfalls ähnlich wie die Ausführung gemäss Fig. 1. Der Druckaufbau in den Antriebsvolumina 27 und 20 wird hier jedoch mit Hilfe nur eines Proportional-Druckventils 29 erreicht, sodass beide Antriebsvolumina 27 und 20 zugleich und identisch mit Druck beaufschlagt werden. Etwaige Einstellungen des Ansprechverhaltens der Regelventile 17 und 21 können hier bei der Inbetriebsetzung der Anlage mit Hilfe der jeweils einstellbaren Vorspannkraft der Federn 42 und 51 vorgenommen werden, sodass auch hier, trotz identischer Druckbeaufschlagung, den jeweiligen Betriebsaufgaben der Steuerventile 17 und 21 entsprechende, unterschiedliche Ansprechzeitpunkte eingestellt werden können. Mit vergleichsweise geringem Aufwand kann diese vereinfachte Ausführung einen vergleichsweise grossen Anforderungsbereich wirtschaftlich vertretbar abdecken.

Als besonders vorteilhaft wirkt sich jedoch aus, dass dieser Antrieb für ein Dampfstellventil 2 für die Betätigung durch hohe Öldrücke geeignet ist, und zwar sind Drücke bis zum Bereich von 200 bar und höher möglich. Diese hohen Drücke beeinflussen die Betriebssicherheit und die Verfügbarkeit des Antriebs nicht negativ, da an allen Dichtungsstellen, wo diese hohen Drücke auftreten, Sitzventile vorgesehen sind, deren Betriebsverhalten durch eine etwaige Ölverharzung nicht beeinträchtigt wird, insbesondere sind dies die Proportional-Druckventile 29 und 34 und die Sitzventile 40 und 52 der Steuerventile 17 und 21. Der durch den hohen Betätigungsdruck erzielte Dynamikgewinn der Anordnung lässt sich demnach vorteilhaft und vollumfänglich ausnützen für eine Verbesserung des Regelverhaltens der Anordnung.

Patentansprüche

1. Antrieb für ein Dampfstellventil (2) mit einer Steuerventilanordnung zur Regelung des Betätigungsdrucks eines Stellantriebs (1), wobei die Steuerventilanordnung mindestens zwei regelbare Steuerventile (17,21) mit jeweils einer ersten Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt und einer Sperrstellung aufweist, und die mindestens zwei Steuerventile (17,21) über mindestens ein Vorsteuer-Regelventil druckbeaufschlagt sind, dadurch gekennzeichnet,
 - dass jedes der mindestens zwei Steuerventile (17,21) zusätzlich eine zweite Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt aufweist, und
 - dass eine in der Sperrstellung der Steuerventile wirksame Dichtungsstelle als Sitzventil (40,52) ausgebildet ist.
2. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
 - dass die Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt in jedem der mindestens zwei Steuerventile (17,21) die gleiche Regelcharakteristik aufweist, und
 - dass diese Regelcharakteristik in den mindestens zwei Steuerventilen (17,21) gleichzeitig oder zeitlich verschoben wirksam wird.
3. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
 - dass die Durchlassstellung mit regelbarem Querschnitt in jedem der mindestens zwei Steuerventile (17,21) eine unterschiedliche Regelcharakteristik aufweist.
4. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
 - dass die mindestens zwei Steuerventile (17,21) über jeweils mindestens ein Vorsteuer-Regelventil druckbeaufschlagt sind.
5. Antrieb nach einem der Ansprüche 1 oder 4, dadurch gekennzeichnet,
 - dass das mindestens eine Vorsteuer-Regelventil von einer elektronischen Regelanordnung (58) her ge-

zielt elektrisch betätigt wird in Abhängigkeit von einer gemessenen Stellung des Stellantriebs (1) und einem vorgegebenen Sollwert dieser Stellung.

- 5 6. Antrieb nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet,
- dass als das mindestens eine Vorsteuer-Regelventil ein Proportional-Druckventil (29,34) oder ein Servoventil vorgesehen ist.
7. Antrieb nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet,
- dass das Proportional-Druckventil (29,34) als Sitzventil ausgebildet ist.
- 10 8. Antrieb nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet,
- dass die mindestens zwei Steuerventile (17,21) mit jeweils einer Wegmesseinrichtung (65,66) versehen sind, und
- dass von der jeweils einen Wegmesseinrichtung (65,66) abgegebene Messsignale in die elektronische Regelanordnung (58) zur weiteren Verarbeitung eingespeist werden.
- 15 9. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
- dass ein Ausgang (41) des ersten Steuerventils (17) sowohl über eine Leitung (46) mit einem Anschluss (47), der in ein Antriebsvolumen (7) des Stellantriebs (1) führt, als auch mit einem Eingang (48) des zweiten Steuerventils (21) verbunden ist.
- 20 10. Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,
- dass in der Fail-Save-Stellung die Sperrstellung des ersten Steuerventils (17) mit der Durchlassstellung mit konstantem Querschnitt des zweiten Steuerventils (21) übereinstimmt.

25

Claims

- 30 1. Drive for a steam servo valve (2), having a control valve arrangement for regulating the actuating pressure of a servo drive (1), the control valve arrangement having at least two regulatable control valves (17, 21), each having a first passage position having a regulatable cross-section and a blocking position, and the at least two control valves (17, 21) being pressurized via at least one pilot regulating valve, characterized in that each of the at least two control valves (17, 21) additionally has a second passage position having a constant cross-section, and in that one sealing point acting in the blocking position of the control valves is designed as a seat valve (40, 52).
- 35 2. Drive according to Claim 1, characterized in that the passage position having a regulatable cross-section has the same regulating characteristic in each of the at least two control valves (17, 21), and in that this regulating characteristic comes into effect simultaneously or with a time lag in the at least two control valves (17, 21).
- 40 3. Drive according to Claim 1, characterized in that the passage position having a regulatable cross-section has a different regulating characteristic in each of the at least two control valves (17, 21).
- 45 4. Drive according to Claim 1, characterized in that the at least two control valves (17, 21) are in each case pressurized via at least one pilot regulating valve.
- 50 5. Drive according to either of Claims 1 or 4, characterized in that the at least one pilot regulating valve is actuated electrically in a specific manner from an electronic regulating arrangement (58) as a function of a measured position of the servo drive (1) and a preset desired value for this position.
- 55 6. Drive according to Claim 5, characterized in that a proportional pressure valve (29, 34) or a servo valve is provided as the at least one pilot regulating valve.
7. Drive according to Claim 6, characterized in that the proportional pressure valve (29, 34) is designed as a seat valve.
8. Drive according to Claim 5, characterized in that the at least two control valves (17, 21) are each provided with a displacement-measuring device (65, 66), and in that measuring signals emitted in each case from the one displacement-measuring device (65, 66) are fed into the electronic regulating arrangement (58)

for further processing.

- 5 9. Drive according to Claim 1, characterized in that an outlet (41) of the first control valve (17) is connected via a line (46) both to a connection (47), which leads into a drive volume (7) of the servo drive (1), and to an inlet (48) of the second control valve (21).
- 10 10. Drive according to Claim 1, characterized in that, in the fail-save [sic] position, the blocking position of the first control valve (17) coincides with the passage position having a constant cross-section of the second control valve (21).

Revendications

- 15 1. Commande pour une servo-soupape à vapeur (2) avec un dispositif de vannes-pilotes pour la régulation de la pression de commande d'un servomoteur (1), dans laquelle le dispositif de vannes-pilotes comporte au moins deux vannes-pilotes (17, 21) réglables avec chacune une première position de passage à section réglable et une position de fermeture, et où les au moins deux vannes-pilotes (17, 21) sont soumises à la pression par l'intermédiaire d'au moins une soupape de régulation pilote, caractérisée en ce que
- 20 - chacune des au moins deux vannes-pilotes (17, 21) présente en outre une deuxième position de passage à section constante; et en ce que
- un point d'étanchéité effectif dans la position de fermeture des vannes-pilotes est constitué par une soupape à siège (40, 52).
- 25 2. Commande suivant la revendication 1, caractérisée en ce que
- la position de passage à section réglable présente la même caractéristique de régulation dans chacune des au moins deux vannes-pilotes (17, 21); et en ce que
- cette caractéristique de régulation est active en même temps ou avec un décalage temporel dans les au moins deux vannes-pilotes (17, 21).
- 30 3. Commande suivant la revendication 1, caractérisée en ce que
- la position de passage à section réglable présente une caractéristique de régulation différente dans chacune des au moins deux vannes-pilotes (17, 21).
- 35 4. Commande suivant la revendication 1, caractérisée en ce que
- les au moins deux vannes-pilotes (17, 21) sont soumises à la pression chacune par l'intermédiaire d'au moins une soupape de régulation pilote.
- 40 5. Commande suivant l'une des revendications 1 à 4, caractérisée en ce que
- la au moins une soupape de régulation pilote est actionnée de manière appropriée par un dispositif de régulation électronique (58) en fonction d'une position mesurée du servomoteur (1) et d'une valeur de consigne prédéterminée de cette position.
- 45 6. Commande suivant la revendication 5, caractérisée en ce que
- il est prévu une soupape de refoulement proportionnelle (29, 34) ou une servo-soupape en guise d'au moins une soupape de régulation pilote.
- 50 7. Commande suivant la revendication 6, caractérisée en ce que
- la soupape de refoulement proportionnelle (29, 34) est constituée par une soupape à siège.
8. commande suivant la revendication 5, caractérisée en ce que
- les au moins deux vannes-pilotes (17, 21) sont chacune pourvues d'un dispositif de mesure de déplacement (65, 66); et en ce que
- des signaux émis par au moins un dispositif de mesure de déplacement (65, 66) sont introduits dans le dispositif de régulation électronique (58) en vue d'un traitement ultérieur.
- 55 9. Commande suivant la revendication 1, caractérisée en ce que
- une sortie (41) de la première vanne-pilote (17) est raccordée par une canalisation (46) à la fois à un raccord (47) qui conduit dans un volume de commande (7) du servomoteur (1) et aussi à une entrée (48) de la seconde vanne-pilote (21).

- 10.** Commande suivant la revendication 1, caractérisée en ce que
- dans la position Fail-Save, la position de fermeture de la première vanne-pilote (17) correspond avec la position de passage à section constante de la seconde vanne-pilote (21).

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

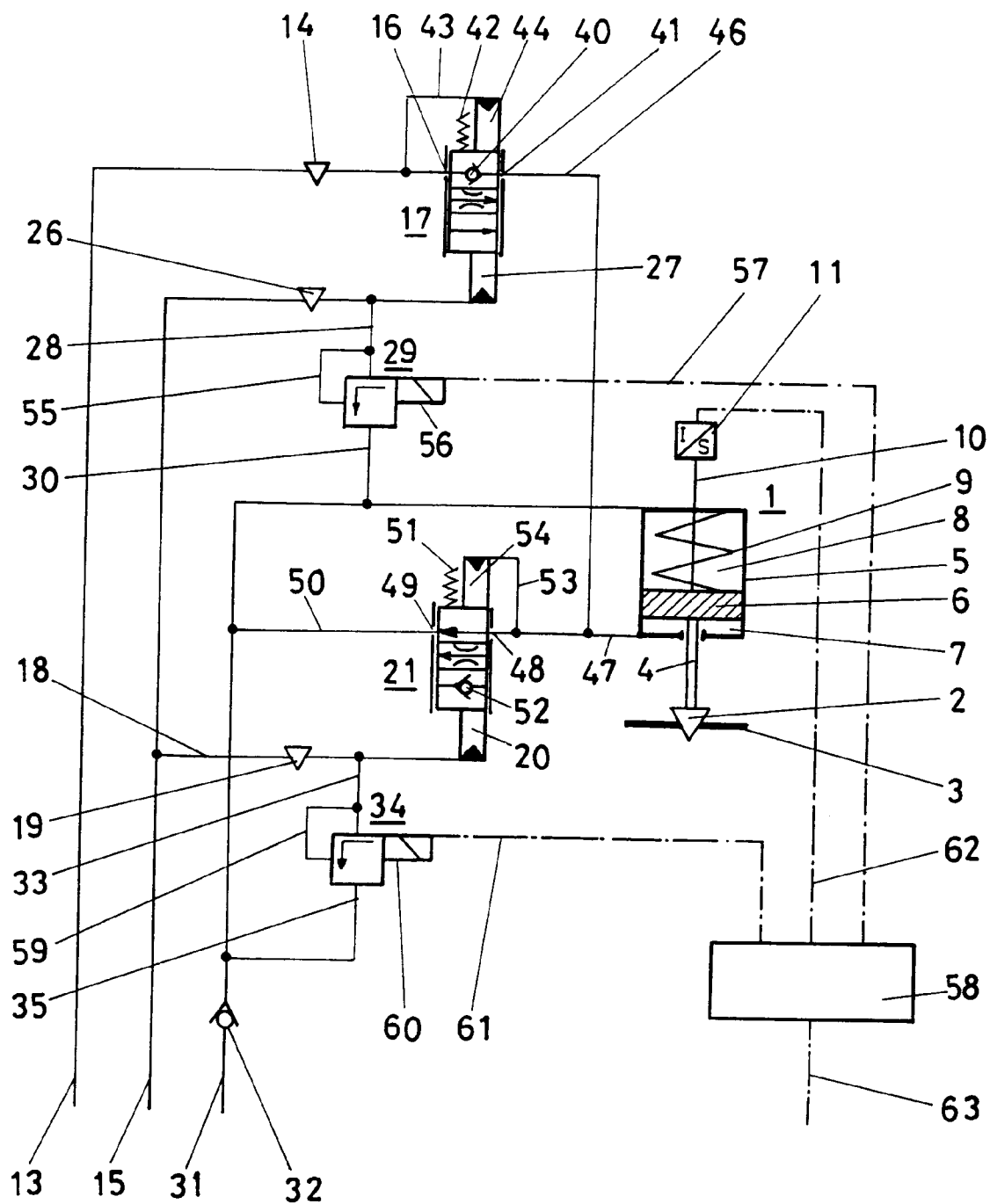


FIG.1

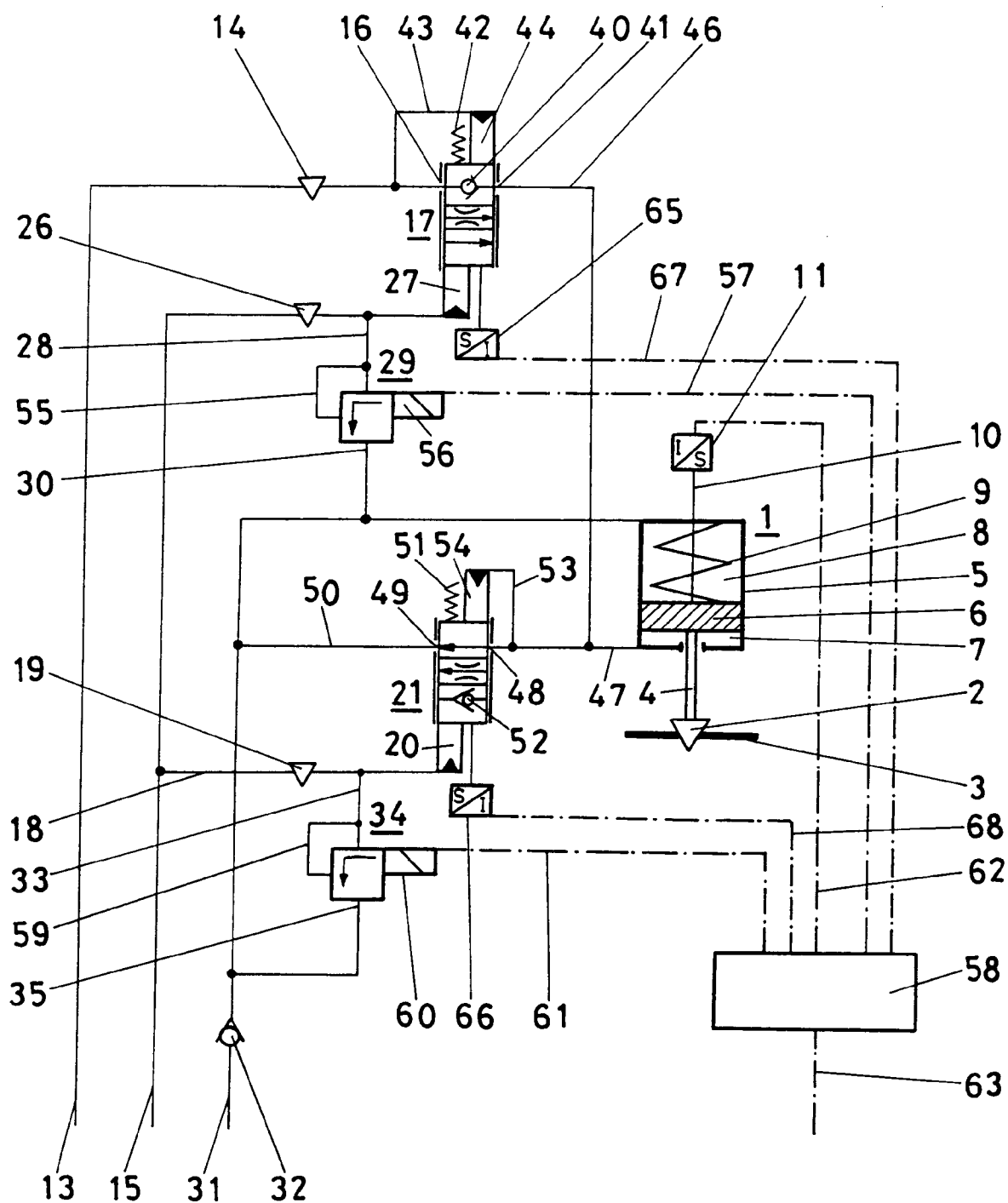


FIG.2

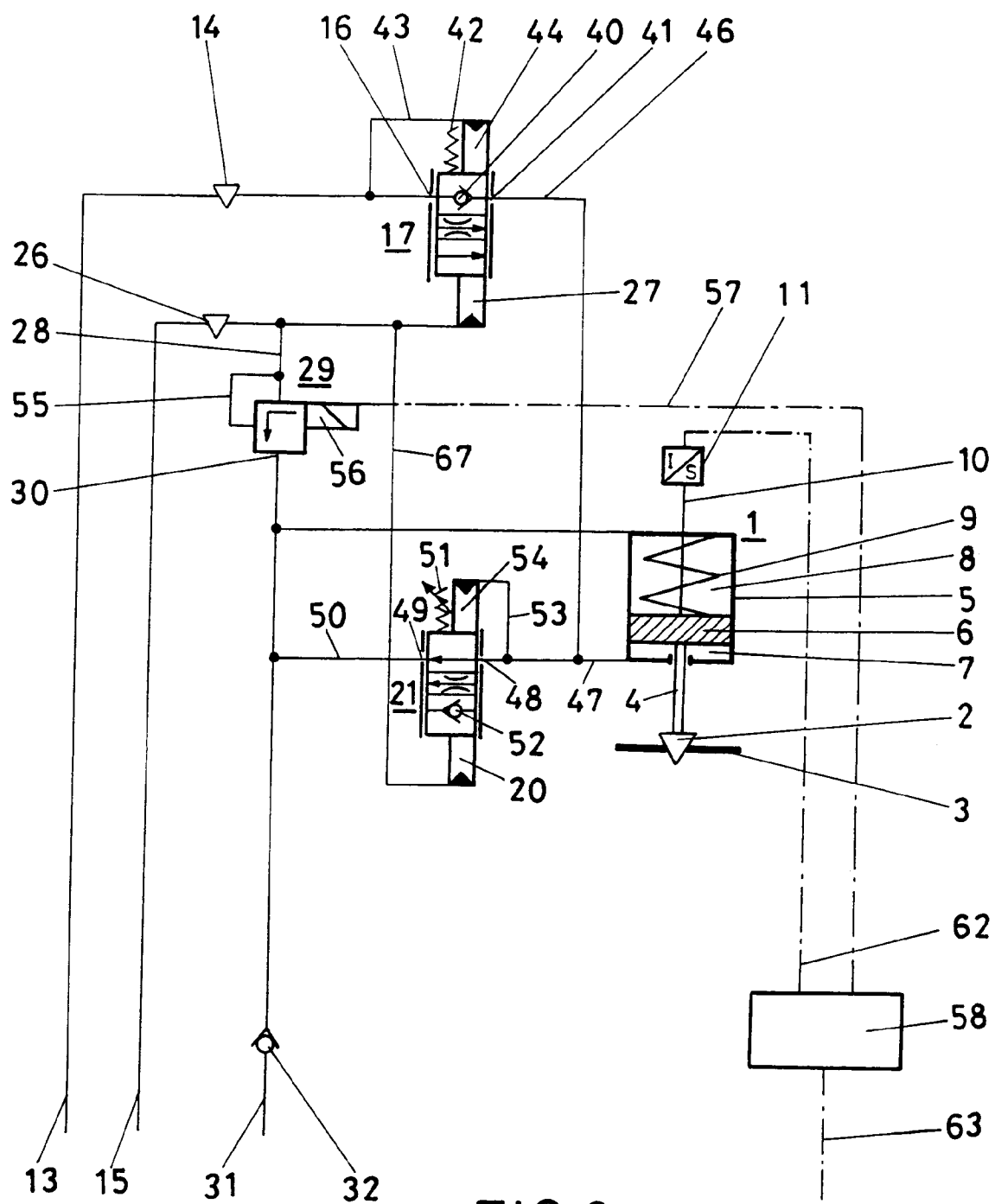


FIG.3