

The diagram illustrates a hydraulic circuit for a cylinder 1. The main line 4 carries pressure from the pump 8. A directional control valve 2, which is a 3/2-way valve, is controlled by a signal 11. It directs flow to the cylinder 1 via line 7. The circuit includes several pressure-reducing valves (3, 9, 10) and a check valve 5 to regulate and maintain pressure at different stages of the system.

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AM	Armenien	GB	Vereinigtes Königreich	MX	Mexiko
AT	Österreich	GE	Georgien	NE	Niger
AU	Australien	GN	Guinea	NL	Niederlande
BB	Barbados	GR	Griechenland	NO	Norwegen
BE	Belgien	HU	Ungarn	NZ	Neuseeland
BF	Burkina Faso	IE	Irland	PL	Polen
BG	Bulgarien	IT	Italien	PT	Portugal
BJ	Benin	JP	Japan	RO	Rumänien
BR	Brasilien	KE	Kenya	RU	Russische Föderation
BY	Belarus	KG	Kirgisistan	SD	Sudan
CA	Kanada	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	SE	Schweden
CF	Zentrale Afrikanische Republik	KR	Republik Korea	SG	Singapur
CG	Kongo	KZ	Kasachstan	SI	Slowenien
CH	Schweiz	LI	Liechtenstein	SK	Slowakei
CI	Côte d'Ivoire	LK	Sri Lanka	SN	Senegal
CM	Kamerun	LR	Liberia	SZ	Swasiland
CN	China	LK	Litauen	TD	Tschad
CS	Tschechoslowakei	LU	Luxemburg	TG	Togo
CZ	Tschechische Republik	LV	Lettland	TJ	Tadschikistan
DE	Deutschland	MC	Monaco	TT	Trinidad und Tobago
DK	Dänemark	MD	Republik Moldau	UA	Ukraine
EE	Estland	MG	Madagaskar	UG	Uganda
ES	Spanien	ML	Mali	US	Vereinigte Staaten von Amerika
FI	Finnland	MN	Mongolei	UZ	Usbekistan
FR	Frankreich	MR	Mauretanien	VN	Vietnam
GA	Gabon	MW	Malawi		

Vorrichtung zum Ansteuern eines
hydrostatischen Antriebes

Die Erfindung bezieht sich auf eine Vorrichtung zum Steuern eines hydrostatischen Antriebes mit einem periodisch betätigbaren Schaltventil, das ein mit dem hydrostatischen Antrieb verbundenes Resonanzrohr zur Ausbildung stehender Druckwellen des Hydraulikmittels unter Resonanzbedingungen abwechselnd an
5 eine Druckmittelversorgungsleitung und an eine Rückleitung anschließt.

Um die Nachteile drosselgesteuerter hydrostatischer Antriebe, insbesondere die Drosselverluste, zu vermeiden, ist es bekannt, den Antrieb nicht kontinuierlich über ein Drosselventil, sondern periodisch an eine Hydraulikmittelversorgungs-
10 leitung oder eine Rückleitung anzuschließen, und zwar über Schaltventile, zu denen je ein Rückschlagventil parallelgeschaltet ist. Das Öffnen des Schaltventils in der Hydraulikmittelversorgungsleitung bedingt eine Beschleunigung des Antriebes, dessen Massenträgheit beim Schließen dieses Schaltventiles zu einer Entspannung des kompressiblen Hydraulikmittels im Antriebsbereich bis auf
15 einen Druck führt, der kleiner als der Schließdruck des Rückschlagventiles im Bereich der Rücklaufleitung ist, so daß über die Rücklaufleitung Hydraulikmittel angesaugt werden kann, bis das Schaltventil in der Versorgungsleitung wieder öffnet und sich der Vorgang wiederholt. Im Falle einer Nutzbremsung des Antriebes ergibt sich beim Schließen des Schaltventiles in der Rückleitung eine
20 Druckerhöhung des antriebseitigen Hydraulikmittels auf ein den Schließdruck des Rückschlagventiles im Bereich der Versorgungsleitung übersteigendes Maß, was ein Rückpumpen des Hydraulikmittels in die Versorgungsleitung mit sich

- 2 -

bringt. Dieser durch die gepulste Ansteuerung des Antriebes bedingte zusätzliche Hydraulikmittelfluß bedingt eine entsprechende Energierückgewinnung und damit einen verbesserten Wirkungsgrad, der allerdings mit einer vergleichsweise geringen Dynamik und einem entsprechenden Konstruktionsaufwand erkauft
5 wird.

Wird in einem einem hydrostatischen Antrieb vorgeschalteten Resonanzrohr die Ausbildung stehender Druckwellen des Hydraulikmittels unter Resonanzbedingungen sichergestellt, indem das Resonanzrohr über ein mit einer entsprechenden
10 Resonanzfrequenz betätigtes Schaltventil abwechselnd an eine Hydraulikmittelversorgungsleitung und an eine Rückleitung angeschlossen wird, so gelingt bei solchen gepulsten Ansteuerungen eine einfache Energiespeicherung während der Druckpulpasen, wie grundsätzliche Untersuchungen gezeigt haben. Allerdings zeigen diese bekannten Untersuchungen noch keine Lösung zur
15 technischen Anwendung dieser Resonanzrohre bei der gepulsten Ansteuerung von hydrostatischen Antrieben, weil sich mit dem Arbeitsweg dieser Antriebe die Resonanzbedingungen für die Ausbildung der stehenden Druckwellen ändern und daher die Resonanzbedingungen nicht eingehalten werden können.

20 Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, eine Vorrichtung zum Steuern eines hydrostatischen Antriebes der eingangs geschilderten Art mit einfachen konstruktiven Mitteln so auszugestalten, daß der Arbeitsdruck für den Antrieb unabhängig von dessen Arbeitsweg zwischen dem über die Hydraulikmittelversorgungsleitung angebotenen Maximaldruck und dem Druck der Rückleitung
25 eingestellt werden kann, und zwar bei einem hohen Wirkungsgrad und einer guten Dynamik.

Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe dadurch, daß das Resonanzrohr einen Druckausgang in einem Schwingungsknoten der stehenden Druckwellen aufweist
30 und daß die Schaltzeiten des Schaltventiles bei gleichbleibender Schaltfrequenz steuerbar sind.

Durch das Vorsehen eines Druckausganges in einem Schwingungsknoten der sich ausbildenden stehenden Druckwellen im Resonanzrohr kann zunächst an

- 3 -

diesem Druckausgang ein Arbeitsdruck für den Antrieb zur Verfügung gestellt werden, ohne die Resonanzbedingungen durch den Arbeitsweg des Antriebes zu beeinflussen. Das feste Reflexionsende für die Druckwellen wird ja nicht durch den Antrieb gebildet, wie dies beim Anschluß des Antriebes an das Resonanz-

5 rohrende der Fall ist. Dazu kommt, daß durch die Anordnung des Druckausganges in einem Schwingungsknoten der Druckwellen die Druckwellen der diesem Knotenpunkt zugeordneten Ordnungen am Druckausgang unterdrückt werden können, so daß trotz einer gepulsten Ansteuerung die zeitliche Pulsation des Arbeitsdruckes am Druckausgang vergleichsweise gering ist. Bei Einhaltung der

10 Resonanzbedingungen stellt sich außerdem ein gutes dynamisches Verhalten ein, weil wegen der Abhängigkeit des mittleren Arbeitsdruckes von der Weite der Druckpulse eine Arbeitsdruckverstellung lediglich eine entsprechende Verstellung der Schaltzeiten des Schaltventiles verlangt. Der zusätzliche Konstruktionsaufwand beschränkt sich im wesentlichen auf das Vorsehen eines geeigneten

15 Resonanzrohres, dessen Länge in Abhängigkeit von der Länge der sich im Hydraulikmittel ausbildenden Druckwellen gewählt werden muß, so daß sich bei einer Schaltfrequenz gleich dem ganzzahligen Vielfachen jener Frequenz, die der doppelten Ausbreitungszeit der Druckwellen über das Resonanzrohr entspricht, stehende Druckwellen ausbilden.

20

Um die zeitliche Pulsation des dem Antrieb zur Verfügung gestellten Arbeitsdruckes zusätzlich zu verringern, kann in weiterer Ausbildung der Erfindung vorgesehen werden, daß das an das Steuerventil angeschlossene Resonanzrohr einen Hauptresonator bildet, an dessen Druckausgang wenigstens ein Neben-

25 resonator mit einem Resonanzrohr anschließt, das wiederum einen Druckausgang in einem Schwingungsknoten der sich in diesem Resonanzrohr ausbildenden stehenden Druckwellen aufweist, und daß das Resonanzrohr des Hauptresonators entweder mit einem zusätzlichen Resonanzrohr parallelgeschaltet oder

30 beiderends über gegensinnig betätigbare Schaltventile mit der Druckmittelversorgung und der Rückleitung verbindbar ist. Mit Hilfe des Nebenresonators können Druckwellen höherer Ordnung unterdrückt werden, was sich in einer entsprechenden Glättung der Schwankungen des Arbeitsdruckes am Druckausgang des Nebenresonators bemerkbar macht. Bei einer einfachen Rohrver-

zweigung sind die Druckschwingungen instabil. Für das angestrebte Reso-

- 4 -

nanzverhalten müssen daher entsprechende Randbedingungen geschaffen werden. Zu diesem Zweck kann zum Resonanzrohr des Hauptresonators ein zusätzliches Resonanzrohr parallelgeschaltet werden, das die erforderlichen Resonanzbedingungen für den Hauptresonator erzwingt. Eine andere Möglichkeit
5 besteht darin, über ein zum eingangsseitigen Schaltventil gegensinnig betätigbares Schaltventil am anderen Ende des Resonanzrohres für dieses ein festes Reflexionsende zu erzwingen.

Beim Vorsehen von wenigstens zwei Nebenresonatoren sind diese jeweils an
10 den Druckausgang des vorhergehenden Resonators anzuschließen und mit Ausnahme des ausgangsseitigen Nebenresonators aus einer Parallelschaltung von zumindest zwei Resonanzrohren zu bilden, von denen eines den Druckausgang zum Anschluß des nachfolgenden Resonators aufweist, damit auch im Bereich der Nebenresonatoren die Resonanzbedingungen für die sich in deren Reso-
15 nanzrohren ausbildenden Druckwellen eingehalten werden können. Mit jedem zusätzlichen Nebenresonator lassen sich Druckwellen entsprechend höherer Ordnung unterdrücken, so daß die verbleibende Restwelligkeit an die jeweiligen Toleranzbereiche angepaßt werden kann.

20 Die gegenseitige räumliche Anordnung der parallelgeschalteten Resonanzrohre spielt für die Wirkungsweise dieser Parallelschaltung keine Rolle. Die parallelgeschalteten Resonanzrohre können daher entsprechend dem jeweiligen Raumangebot angeordnet werden. Besonders einfache, platzsparende Konstruktionsverhältnisse ergeben sich in diesem Zusammenhang, wenn die parallelgeschalte-
25 ten Resonanzrohre einander coaxial umschließen.

Wie bereits ausgeführt wurde, ist die genaue Einhaltung der Resonanzbedingungen für den Wirkungsgrad von erheblicher Bedeutung. Um eine Anpassung an die sich während des Betriebes verändernden Einflußgrößen, beispielsweise die
30 temperaturabhängige Zähigkeit und Kompressibilität des Hydraulikmittels, zu erreichen, kann dem Schaltventil eine Regeleinrichtung zum Nachführen der Schaltfrequenz an die sich allenfalls ändernde Resonanzfrequenz des unmittelbar an das Steuerventil angeschlossenen Resonators zugeordnet werden. Zu diesem Zweck kann dem Hauptresonator ein für einen bestimmten Meßort zu

- 5 -

einer bestimmten Stellung des Schaltventiles ermittelter Drucksollwert vorgegeben werden, der mit dem an diesem Meßort bei der entsprechenden Schaltventilstellung bestimmten Istdruck verglichen wird, so daß eine allenfalls auftretende Soll-Istwertdifferenz über eine Verstellung der Schaltfrequenz des Schaltventiles
5 ausgeregelt werden kann. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, die Lage eines Schwingungsknotens der stehenden Druckwellen zu überwachen. Eine Veränderung der Resonanzfrequenz bedingt bei gleichbleibender Schaltfrequenz des Schaltventils eine Verlagerung des Knotenpunktes, so daß an dem ursprünglichen Knotenpunkt Druckschwingungen erfaßt werden, die durch eine Steuerung
10 der Schaltfrequenz des Schaltventiles zur Angleichung an die Resonanzfrequenz ausgenützt werden können.

Das Schaltventil muß die zur Einhaltung der Resonanzfrequenzen vergleichsweise hohen Schaltfrequenzen sicherstellen, und zwar bei Druckpulsen mit
15 möglichst steilen Flanken. Um diesen Anforderungen zu genügen, wird in weiterer Ausbildung der Erfindung vorgeschlagen, das Schaltventil als Rotationskolbenventil mit einem das Resonanzrohr coaxial umschließenden Rotationskolben auszubilden, der in einem Gehäuse axial hintereinander angeordnete, einerseits mit der Hydraulikmittelversorgungsleitung und andererseits mit der
20 Rückleitung verbundene Ringkammern durchsetzt und im Bereich dieser Ringkammern Steuerkanten bildende, mit Durchtrittsöffnungen des Resonanzrohres zusammenwirkende Durchtrittsöffnungen aufweist, deren Freigabe durch eine drehverstellbare Steuerhülse mit Steuerkanten für die Schaltzeiten steuerbar ist. Die Drehgeschwindigkeit dieses Rotationskolbenventiles bestimmt die Schalt-
25 frequenz des Schaltventiles, so daß die Schaltfrequenz sehr einfach über den Drehantrieb gesteuert werden kann. Der Rotationskolben öffnet und schließt die Durchtrittsöffnungen des Resonanzrohres abwechselnd im Bereich der beiden Gehäusekammern, wobei die Schaltzeiten zusätzlich durch die Steuerhülse eingestellt werden können, die gegenüber dem Resonanzrohr drehverstellbar
30 gelagert ist und über ihre Steuerkanten die Durchtrittsöffnungen im Resonanzrohr früher oder später freigibt. Mit Hilfe dieser Steuerhülse läßt sich somit die Druckpulsweite und damit der jeweils gewünschte Arbeitsdruck in einfacher Weise einstellen.

- 6 -

Damit eine Ansteuerung des Antriebes unter möglichst konstanten Druckverhältnissen im Bereich des Schaltventiles trotz der vergleichsweise hohen Schaltfrequenzen sichergestellt werden kann, empfiehlt es sich, für eine entsprechende hydraulische Kapazität zu sorgen, was durch druckelastische Körper möglichst
5 nahe beim Schaltventil erreicht werden kann. Zu diesem Zweck können in den Ringkammern des Gehäuses des Schaltventiles solche druckelastische Körper, vorzugsweise mit einem Druckgas gefüllte Schläuche, vorgesehen werden. Anstelle der mit einem Druckgasgefüllten Schläuche können auch mit einer Membrane abgedeckte Druckkammern angeordnet werden.

10

Durch die Flüssigkeitsreibung ergeben sich innerhalb der Resonanzrohre Verluste, die eine Verringerung des Wirkungsgrades nach sich ziehen. Die Reibungsverluste, die zufolge einer Relativbewegung zwischen dem Hydraulikmittel und dem Rohrkörper auftreten, können weitgehend unterbunden werden, wenn
15 der Rohrkörper des Resonanzrohres bzw. der Resonanzrohre orthotrop mit einer gegenüber der axialen Richtung größeren Steifigkeit in Umfangsrichtung ausgebildet ist. Die geringere axiale Steifigkeit des Rohrkörpers erlaubt seine Mitnahme durch das Hydraulikmittel und damit eine Verringerung der Reibungsverluste. Es muß allerdings beim Einsatz solcher orthotroper Rohre für eine unver-
20 schiebbare Festlegung der Rohrenden gesorgt werden.

Um die geforderten orthotropen Eigenschaften zu erzielen, kann der Rohrkörper des Resonanzrohres bzw. der Resonanzrohre aus einem Wellrohr bestehen. Es ist aber auch möglich, Kunststoffrohre entsprechend orthotrop zu fertigen, wobei
25 jedoch darauf zu achten ist, daß die Dissipation im Rohrkörper selbst möglichst klein bleibt. Zur Nutzung der Orthotropie für die Reibungsverminderung kann außerdem das Dehnungsverhalten des Rohrkörpers in Umfangs- und Längsrichtung so aufeinander abgestimmt werden, daß sich zufolge einer durch den Flüssigkeitsdruck verursachten Umfangsdehnung und der damit verbundenen
30 Verkürzung quer dazu eine entsprechende Längenänderung des Rohrkörpers einstellt. Entspricht bei einem gegebenen Hydraulikmitteldruck die negative Längsdehnung des Rohrkörpers der Flüssigkeitskompression, so tritt keine Relativbewegung zwischen Hydraulikmittel und Rohrkörper auf.

- 7 -

In der Zeichnung ist der Erfindungsgegenstand beispielsweise dargestellt. Es zeigen

Fig. 1 eine erfindungsgemäße Vorrichtung zum Steuern eines hydrostatischen Antriebes in einem einfachen Blockschaltbild,

5 Fig. 2 ein Blockschaltbild einer erfindungsgemäßen Vorrichtung mit einem Haupt- und zwei Nebenresonatoren,

Fig. 3 eine der Fig. 2 entsprechende Vorrichtung in einer Konstruktionsvariante,

Fig. 4 eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Vorrichtung,

10 Fig. 5 einen Resonator mit parallel geschalteten orthotropen Resonanzrohren in einem vereinfachten Axialschnitt,

Fig. 6 einen vereinfachten Axialschnitt durch ein Schaltventil,

Fig. 7 einen Schnitt nach der Linie VII-VII der Fig. 6 und

Fig. 8 einen Schnitt nach der Linie VIII-VIII der Fig. 6.

15 Die Vorrichtung zum Steuern eines hydrostatischen Antriebes 1, der als Arbeitszylinder angedeutet ist, weist ein Schaltventil 2 auf, das über einen geeigneten Antrieb 3 periodisch betätigt wird. Dieses Schaltventil 2 verbindet ein Resonanzrohr 4 abwechselnd mit einer Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 und einer Rückleitung 6 zu einem vorgespannten Hydraulikmitteltank. Die Länge des
20 Resonanzrohres 4 entspricht einem ganzzahligen Vielfachen der Wellenlänge der sich im Resonanzrohr 4 ausbildenden Druckwellen des Hydraulikmittels, die sich aufgrund der durch die Betätigung des Schaltventiles ergebenden Druckpulse über die Länge des Resonanzrohres 4 ausbreiten. Da das Resonanzrohr 4 außerdem ein festes Reflexionsende für diese Druckwellen bildet, entstehen
25 unter Resonanzbedingungen im Resonanzrohr 4 stehende Druckwellen unterschiedlicher Ordnung mit Schwingungsknoten, in denen die durch diese Knotenpunkte gehenden Druckwellen keine Amplitude aufweisen, so daß durch einen Druckausgang 7 im Bereich eines solchen Knotenpunktes die ihm zugeordneten Druckwellen unterdrückt werden und der an diesem Druckausgang 7 ange-
30 schlossene Antrieb 1 mit einem Arbeitsdruck beaufschlagt wird, der entsprechend geringeren Schwankungen unterworfen ist. Der Arbeitsweg des an den Druckausgang 7 angeschlossenen Antriebes 1 hat auf die Resonanzbedingungen im Resonanzrohr 4 keinen Einfluß, was einfache Steuerungsverhältnisse schafft, weil über die die Druckpulsweite bestimmenden Schaltzeiten des Schaltventils

- 8 -

2 bei einer auf die Resonanzfrequenz abgestimmten Schaltfrequenz der Effektivwert des Arbeitsdruckes am Druckausgang 7 beliebig zwischen einem dem Druck in der Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 entsprechenden Maximaldruck und einem dem Druck in der Rücklaufleitung 6 entsprechenden Minimaldruck eingestellt werden kann.

Die Einflußgrößen auf die Resonanzbedingungen können aber nicht immer als konstant angesehen werden. So ändert sich beispielsweise die Zähigkeit und die Kompressibilität des Hydraulikmittels mit der Schwankungen unterworfenen Temperatur, so daß die Vorrichtung an die sich ändernden Resonanzbedingungen angepaßt werden muß, wenn ein möglichst hoher Wirkungsgrad angestrebt wird. Diese Anpassung kann vergleichsweise einfach durch eine Nachführung der Schaltfrequenz des Schaltventiles 2 erreicht werden, wie dies in der Fig. 1 schematisch angedeutet ist. Zu diesem Zweck wird der Antrieb 3 für das Schaltventil 2 über eine Regeleinrichtung 8 angesteuert, die eine allfällige Verlagerung eines Schwingungsknotens überwacht. Mittels eines im Bereich des Knotenpunktes an das Resonanzrohr 4 angeschlossenen Druckgebers 9 und eines auf die Frequenz der durch den Knotenpunkt verlaufenden Druckwellen abgestimmten Bandfilters 10 können die bei Verlagerungen von Schwingungsknoten am vorgegebenen Knotenpunkt auftretenden Druckamplituden der dem Schwingungsknoten zugeordneten Druckwellen erfaßt und zur Ansteuerung des Schaltventilantriebes 3 im Sinne einer Nachführung der Schaltfrequenz an die Resonanzfrequenz ausgenützt werden. Das Bandfilter 10 kann auf die jeweilige Schaltfrequenz des Schaltventiles abgestimmt werden, was in der Fig. 1 durch eine Steuerleitung 11 zwischen dem Schaltventilantrieb 3 und dem Bandfilter 10 veranschaulicht ist.

Obwohl grundsätzlich der Druckausgang 7 im Bereich von Schwingungsknoten der Druckwellen höherer Ordnung vorgesehen werden kann, ergeben sich im allgemeinen besonders günstige Verhältnisse im Bereich eines Schwingungsknoten der Grundwelle der Druckschwingungen, also in der Längsmittle des Resonanzrohres 4. In diesem Fall werden die Grundwelle und die Druckoberwellen mit einer ungeraden Ordnungszahl am Druckausgang 7 unterdrückt. Sollen weitere Oberwellen unterdrückt werden, so kann an den Druckausgang 7 des

- 9 -

Resonanzrohres 4 ein zusätzliches Resonanzrohr 12 und gegebenenfalls in weiterer Folge zusätzliche Resonanzrohre 13 angeschlossen werden, und zwar jeweils an den Druckausgang 7 des unmittelbar vorgeordneten Resonanzrohres. Bei mittlerer Anordnung des Druckausganges 7 werden die Resonanzrohre 5 jeweils mit der halben Länge des vorgeordneten Resonanzrohres ausgebildet, wie dies in den Fig. 2 bis 4 dargestellt ist. Damit werden am Druckausgang 7 des Resonanzrohres 12 die Druckoberwellen der Ordnungen 2, 6, 10, ... und am Druckausgang 7 des Resonanzrohres 13 die Druckoberwellen der Ordnungen 4, 12, 20, ... unterdrückt, so daß die Restschwankungen des Arbeitsdruckes am 10 Druckausgang 7 des Resonanzrohres 13 vergleichsweise klein ausfallen. Im Bedarfsfall kann diese Restpulsation durch das Hinzufügen zusätzlicher Resonanzrohre weiter herabgesetzt werden.

Das Ansetzen zusätzlicher Resonanzrohre ist allerdings nur dann möglich, wenn 15 trotz der durch die angeschlossenen Resonanzrohre gebildeten Abzweigungen die Resonanzverhältnisse im vorgeordneten Resonanzrohr nicht beeinträchtigt werden. Dies gelingt gemäß der Fig. 2 dadurch, daß zu dem Resonanzrohr 4 ein Resonanzrohr 4a parallel geschaltet wird, so daß diese Parallelschaltung der Resonanzrohre 4 und 4a einen Hauptresonator A ergeben. In analoger Weise 20 besteht der an den Hauptresonator A angeschlossene Nebenresonator B aus einer Parallelschaltung der Resonanzrohre 12 und 12a. Für den ausgangseitigen Nebenresonator C ist eine solche Parallelschaltung für das Resonanzrohr 13 nicht nötig.

25 Eine andere Möglichkeit ein festes Reflexionsende für den Hauptresonator A zu bilden, besteht nach der Fig. 3 darin, am Ende des Resonanzrohres 4 ein zum Schaltventil 2 gegensinnig betätigtes Schaltventil 2a vorzusehen, so daß das Resonanzrohr 4 auf der einen Seite mit der Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 und am anderen Ende mit der Rückleitung 6 und umgekehrt verbunden wird, und 30 zwar mit der jeweiligen Resonanzfrequenz.

Die gegenseitige räumliche Anordnung der parallelgeschalteten Resonanzrohre 4, 4a bzw. 12, 12a spielt für die Wirkungsweise der von ihnen gebildeten Resonatoren A bzw. B keine Rolle. Es können daher die parallelgeschalteten Reso-

- 10 -

Resonanzrohr 4, 4a bzw. 12, 12a jeweils koaxial angeordnet werden, wobei das Resonanzrohr 4 bzw. 12 mit dem Druckausgang 7 das parallelgeschaltete Resonanzrohr 4a bzw. 12a umschließt, wie dies die Fig. 4 zeigt.

- 5 Um aufgrund von örtlichen Relativbewegungen zwischen dem Hydraulikmittel und dem Rohrkörper des jeweiligen Resonanzrohres bedingte Reibungsverluste vermeiden zu können, können die Resonanzrohre orthotrop ausgebildet werden, wobei in axialer Richtung eine entsprechend geringere Steifigkeit gefordert ist, damit der Rohrkörper vom Hydraulikmittel in axialer Richtung mitgenommen
10 werden kann. Zur Verwirklichung der orthotropen Eigenschaften stehen verschiedene Wege offen. Eine Möglichkeit ergibt sich, wenn die Resonanzrohre aus Wellrohren bestehen, was in der Fig. 5 für den Hauptresonator A veranschaulicht ist. Selbstverständlich muß in einem solchen Fall dafür gesorgt werden, daß die Rohrenden verschiebefest gehalten werden, was aus Übersicht-
15 lichkeitsgründen nicht näher dargestellt ist. Der Anschluß des Druckausganges 7 muß allerdings eine entsprechende Rohrbewegung zulassen. Aus diesem Grunde wird der Druckausgang 7 durch eine Anschlußhülse 14 gebildet, die vom Resonanzrohr 4 axial verschiebbar durchsetzt wird. Da die Anschlußhülse 14 das Resonanzrohres 4 mit radialem Abstand umschließt, wird die Abdichtung durch
20 Ringmanschetten 15 erreicht, die die Relativverschiebung zwischen Rohr und Hülse zulassen.

Um die Vorteile der vorgeschlagenen Resonatoren zur Ansteuerung von hydrostatischen Antrieben ausnutzen zu können, müssen geeignete Schaltventile für
25 die vergleichsweise hohen Resonanzfrequenzen zur Verfügung stehen. Ein Schaltventil, das diesen Anforderungen genügt, ist schematisch in den Fig. 6 bis 8 dargestellt. Es besteht im wesentlichen aus einem das Resonanzrohr 4 umschließenden Gehäuse 16, in dem ein zum Resonanzrohr 4 koaxialer Rotationskolben 17 drehbar gelagert ist, der zwei axial hintereinander angeordnete
30 Ringkammern 18 und 19 des Gehäuses 16 durchsetzt und im Bereich beider Ringkammern 18, 19 Steuerkanten bildende Durchtrittsöffnungen 20 aufweist, die mit Durchtrittsöffnungen 21 des Resonanzrohres 4 zusammenwirken. Zusätzlich ist eine drehverstellbare Steuerhülse 22 im Gehäuse 16 gelagert, die mit Durchtrittsöffnungen 23 und von diesen gebildeten Steuerkanten 24 versehen ist.

- 11 -

Über einen Zahnkranz 25 kann diese Steuerhülse 22 verstellt werden. Bei einer Drehung des Rotationskolbens 17 über einen Antrieb 3 gemäß der Fig. 1 in Richtung des Pfeiles 26 gelangen die Durchtrittsöffnungen 20 im Bereich der an die Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 angeschlossenen Ringkammer 18 in den Bereich der Durchtrittsöffnungen 21 des Resonanzrohres 4, so daß das Resonanzrohr 4 an die Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 angeschlossen wird, bis die Steuerkanten der Steuerhülse 22 für einen Verschuß der Durchtrittsöffnungen 20 des Rotationskolbens 17 im Bereich der Ringkammer 18 sorgen. Gegensinnig dazu werden die Durchtrittsöffnungen 20 des Rotationskolbens 17 im Bereich der an die Rückleitung 6 angeschlossenen Ringkammer 19 durch die zugehörigen Steuerkanten 24 geöffnet, bis sie aus den Bereich der Durchtrittsöffnungen 21 des Resonanzrohres 4 gelangen, wodurch ein abwechselnder Anschluß des Resonanzrohres 4 an die Hydraulikmittelversorgungsleitung 5 und an die Rückleitung 6 sichergestellt wird. Die Schaltzeiten werden dabei über die Drehstellung der Steuerhülse 22 gegenüber dem Resonanzrohr 4 bestimmt, während die Schaltfrequenz bei einer gegebenen Anzahl von über den Umfang verteilten Durchtrittsöffnungen nur von der Drehzahl des Rotationskolbens 17 abhängt. Es kann daher die Pulsweite bei einer eingestellten Schaltfrequenz durch eine Drehverstellung der Steuerhülse 22 zur Ansteuerung des hydrostatischen Antriebes 1 beliebig verstellt werden, was sich in einer entsprechenden Änderung des Arbeitsdruckes an den Druckausgängen 7 bemerkbar macht.

Wegen der vergleichsweise hohen Schaltfrequenzen müssen hydraulische Kapazitäten in Form kleiner Druckspeicher möglichst nahe an den Schaltstellen vorgesehen werden. Dazu bieten sich in vorteilhafter Weise die Ringkammern 18 und 19 an, in die zu diesem Zweck druckelastische Körper eingesetzt werden können, beispielsweise mit Druckgas, z. B. Stickstoff, gefüllte Ringschläuche 27, die in der Fig. 6 strichpunktiert angedeutet sind.

Patentansprüche:

1. Vorrichtung zum Steuern eines hydrostatischen Antriebes (1) mit einem periodisch betätigbaren Schaltventil (2), das ein mit dem hydrostatischen Antrieb (1) verbundenes Resonanzrohr (4) zur Ausbildung stehender Druckwellen des Hydraulikmittels unter Resonanzbedingungen abwechselnd an eine Druckmittel-
5 versorgungsleitung (5) und an eine Rückleitung (6) anschließt, dadurch gekennzeichnet, daß das Resonanzrohr (4) einen Druckausgang (7) in einem Schwingungsknoten der stehenden Druckwellen aufweist und daß die Schaltzeiten des Schaltventiles (2) bei gleichbleibender Schaltfrequenz steuerbar sind.
2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das an das
10 Steuerventil (2) angeschlossene Resonanzrohr (4) einen Hauptresonator (A) bildet, an dessen Druckausgang (7) wenigstens ein Nebenresonator (B) mit einem Resonanzrohr (12) anschließt, das wiederum einen Druckausgang (7) in einem Schwingungsknoten der sich in diesem Resonanzrohr (12) ausbildenden stehenden Druckwellen aufweist, und daß das Resonanzrohr (4) des Hauptreso-
15 nators (A) entweder mit einem zusätzlichen Resonanzrohr (4a) parallelgeschaltet oder beiderends über gegensinnig betätigbare Schaltventile (2, 2a) mit der Druckmittelversorgungsleitung (5) und der Rückleitung (6) verbindbar ist.
3. Vorrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß beim Vor-
sehen von wenigstens zwei Nebenresonatoren (B, C) diese jeweils an den
20 Druckausgang (7) des vorhergehenden Resonators (A, B) angeschlossen sind und mit Ausnahme des ausgangsseitigen Nebenresonators (C) aus einer Parallelschaltung von zumindest zwei Resonanzrohren (12, 12a) bestehen, von denen eines den Druckausgang (7) zum Anschluß des nachfolgenden Resonators (C) bildet.

- 13 -

4. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß bei einer Parallelschaltung zweier Resonanzrohre (4, 4a; 12, 12a) diese einander coaxial umschließen.
- 5 5. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß dem Schaltventil (2) eine Regeleinrichtung (8) zum Nachführen der Schaltfrequenz an die sich allenfalls ändernde Resonanzfrequenz des unmittelbar an das Steuerventil (2) angeschlossenen Resonators (A) zugeordnet ist.
6. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Schaltventil (2) als Rotationskolbenventil mit einem das Resonanzrohr (4) coaxial umschließenden Rotationskolben (17) ausgebildet ist, der in einem Gehäuse (16) axial hintereinander angeordnete, einerseits mit der Hydraulikmittelversorgungsleitung (5) und andererseits mit der Rückleitung (6) verbundene Ringkammern (18, 19) durchsetzt und im Bereich dieser Ringkammern (18, 19) Steuerkanten bildende, mit Durchtrittsöffnungen (21) des Resonanzrohres (4) zusammenwirkende Durchtrittsöffnungen (20) aufweist, deren Freigabe durch eine drehverstellbare Steuerhülse (22) mit Steuerkanten (24) für die Schaltzeiten steuerbar ist.
- 10 7. Vorrichtung nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß in den Ringkammern (18, 19) des Gehäuses (16) des Schaltventiles (2) druckelastische Körper, vorzugsweise mit einem Druckgas gefüllte Schläuche ((27)), vorgesehen sind.
8. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Rohrkörper des Resonanzrohres (4) bzw. der Resonanzrohre (4, 4a, 12, 12a, 13) orthotrop mit einer gegenüber der axialen Richtung größeren Steifigkeit in Umfangsrichtung ausgebildet ist.
- 15 9. Vorrichtung nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Rohrkörper des Resonanzrohres (4) bzw. der Resonanzrohre (4, 4a, 12, 12a, 13) aus einem Wellrohr besteht.

FIG.1

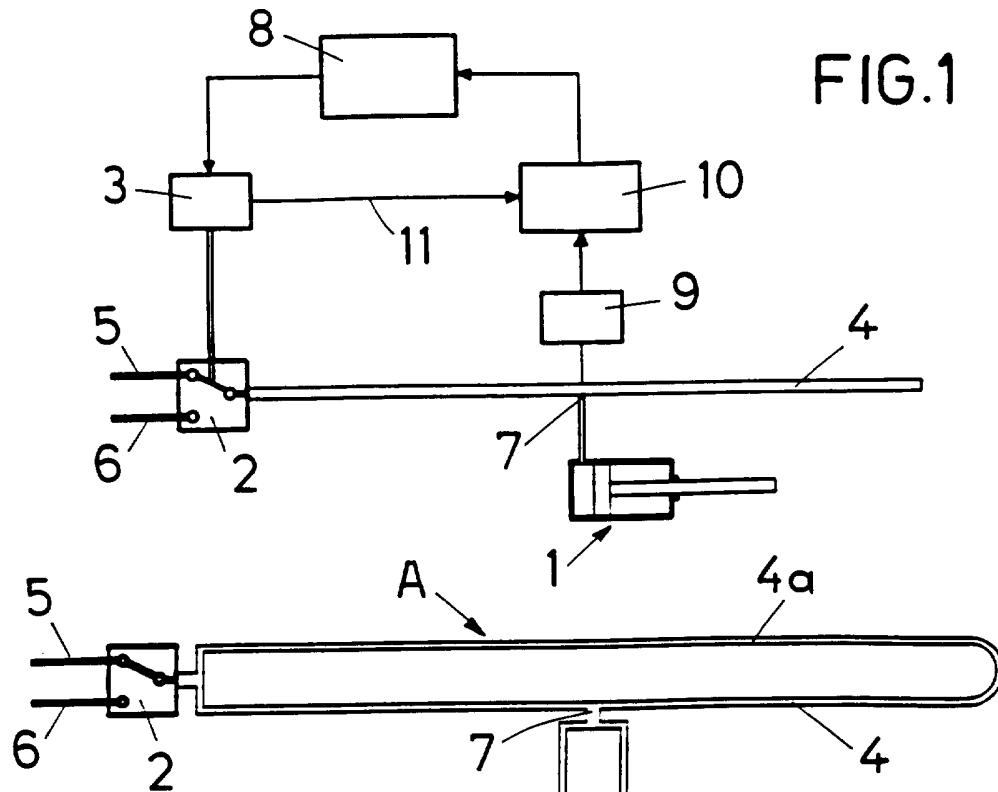


FIG.2

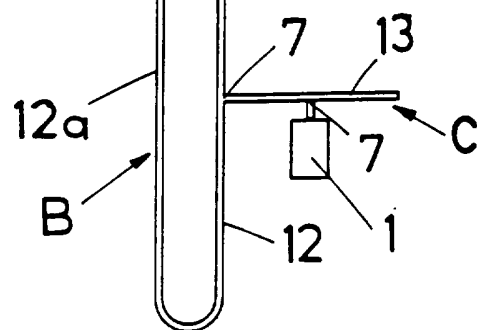


FIG.3

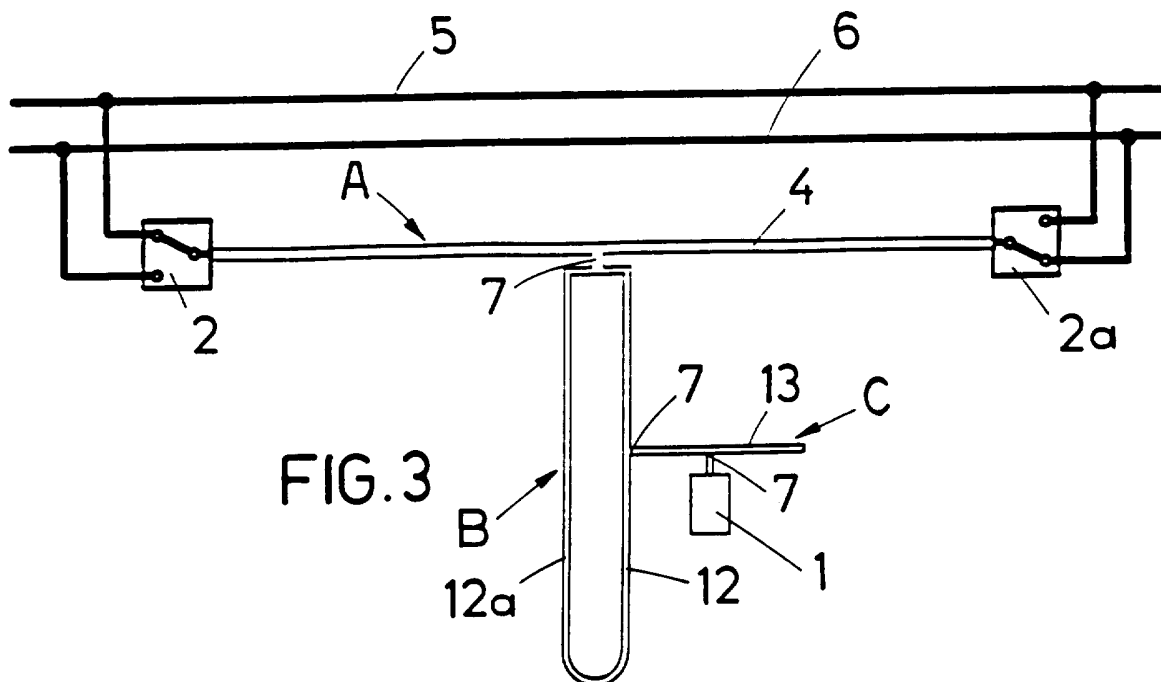


FIG. 4

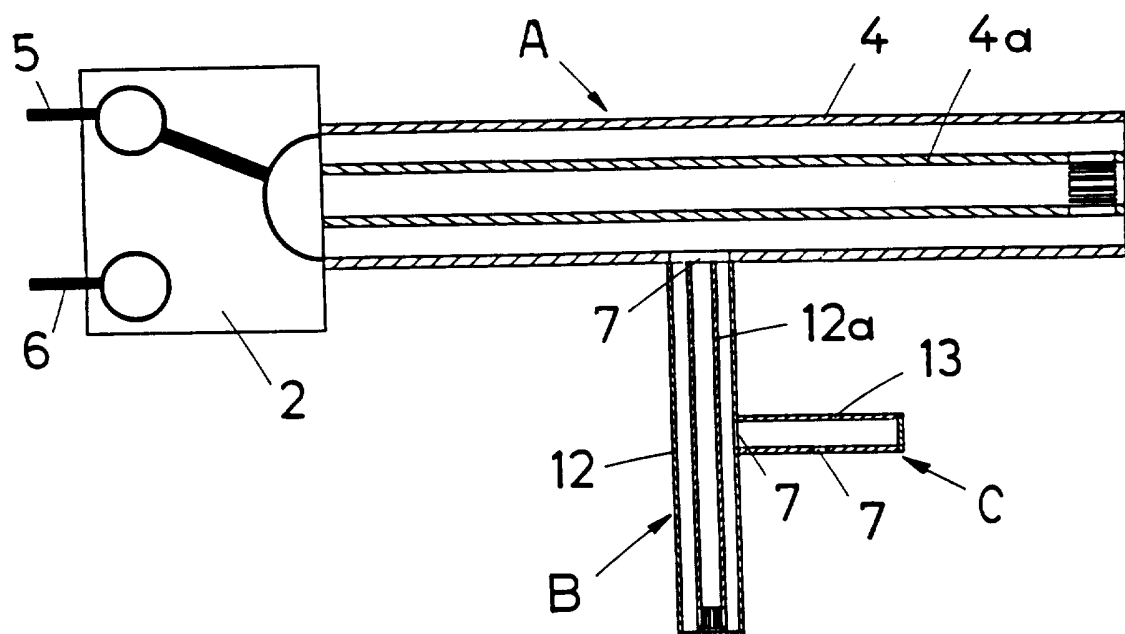
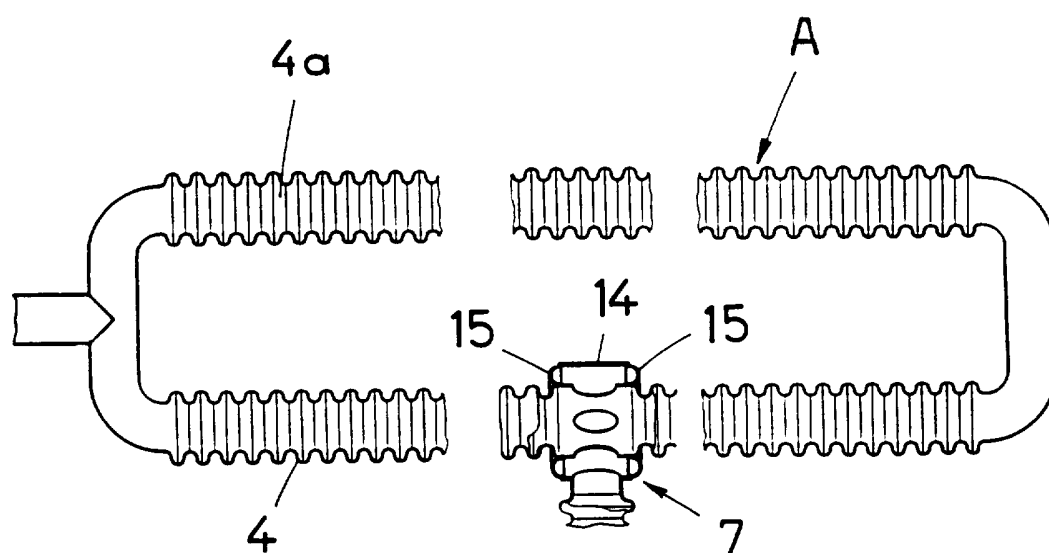


FIG. 5



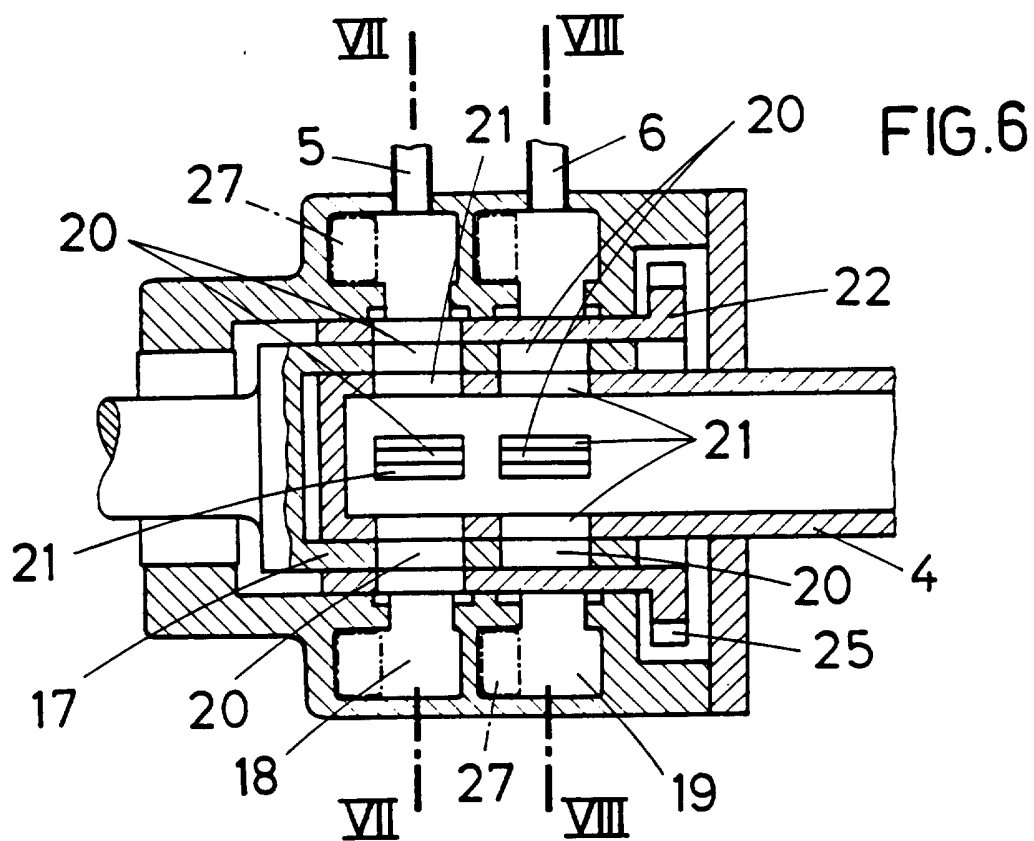


FIG. 7

FIG. 8

