

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: A 1465/2011  
(22) Anmeldetag: 10.10.2011  
(43) Veröffentlicht am: 15.12.2012

(51) Int. Cl. : **F16H 48/24** (2006.01)  
**F16H 48/30** (2012.01)

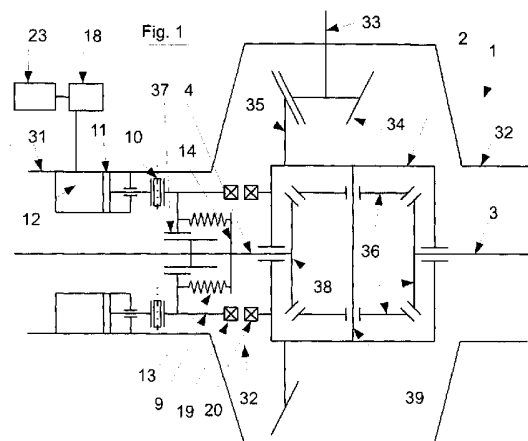
(56) Entgegenhaltungen:  
JP 59199331 A

(73) Patentanmelder:  
OBERAIGNER WILHELM ING.  
4150 ROHRBACH (AT)

(72) Erfinder:  
OBERAIGNER WILHELM ING.  
ROHRBACH (AT)

(54) **AUSGLEICHSGETRIEBE**

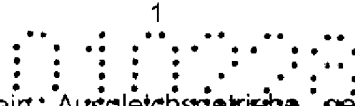
(57) Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe mit zwei Ausgangswellen (3, 4) und einer Sperre, mit der eine der Ausgangswellen (4) drehfest mit dem Korb oder Steg (2) des Ausgleichsgetriebes (1) verbindbar ist, wobei die Sperre eine Schaltmuffe (9) aufweist, welche mit dieser Ausgangswelle (4) drehfest verbunden und koaxial verschiebbar gelagert ist und eine Endverzahnung (19) aufweist, die mit einer vom Korb oder Steg (2) getragenen, vorzugsweise komplementär ausgebildeten, Verzahnung (20) direkt in Eingriff bringbar ist und wobei eine hydraulische Stellvorrichtung (11, 12) für die Schaltmuffe (9) vorgesehen ist, mit der die Schaltmuffe (9) aus einer Freigabestellung in eine Eingriffsstellung mit der Verzahnung (20) verschiebbar und unter Beibehaltung des Anpressdruckes in Eingriffsstellung haltbar ist, wobei die Stellvorrichtung (11, 12) an eine Druckaufbaueinheit (60) mit einer hydraulischen Niederdruckleitung (48) und an eine Druckentlastungseinheit (62) mit einer hydraulischen Hochdruckleitung (49) anschließbar ist, wobei über die Niederdruckleitung (48) die Schaltmuffe (9) von ihrer Freigabestellung in ihre Eingriffsstellung verstellbar ist und über die Hochdruckleitung (49) der Anpressdruck der Schaltmuffe (9) in ihrer Eingriffsstellung aufrechterhalten wird, wobei ein Rückschlagventil (45) ein Rückströmen von Druckfluid von der Hochdruckleitung (49) in die Niederdruckleitung (48) verhindert und bei Druckentlastung der Hochdruckleitung (49) die Schaltmuffe (9) in ihre Freigabestellung rückführbar ist.



## Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe mit zwei Ausgangswellen (3, 4) und einer Sperre, mit der eine der Ausgangswellen (4) drehfest mit dem Korb oder Steg (2) des Ausgleichsgetriebes (1) verbindbar ist, wobei die Sperre eine Schaltmuffe (9) aufweist, welche mit dieser Ausgangswelle (4) drehfest verbunden und koaxial verschiebbar gelagert ist und eine Endverzahnung (19) aufweist, die mit einer vom Korb oder Steg (2) getragenen, vorzugsweise komplementär ausgebildeten, Verzahnung (20) direkt in Eingriff bringbar ist und wobei eine hydraulische Stellvorrichtung (11, 12) für die Schaltmuffe (9) vorgesehen ist, mit der die Schaltmuffe (9) aus einer Freigabestellung in eine Eingriffsstellung mit der Verzahnung (20) verschiebbar und unter Beibehaltung des Anpressdruckes in Eingriffsstellung haltbar ist, wobei die Stellvorrichtung (11, 12) an eine Druckaufbaueinheit (60) mit einer hydraulischen Niederdruckleitung (48) und an eine Druckentlastungseinheit (62) mit einer hydraulischen Hochdruckleitung (49) anschließbar ist, wobei über die Niederdruckleitung (48) die Schaltmuffe (9) von ihrer Freigabestellung in ihre Eingriffsstellung verstellbar ist und über die Hochdruckleitung (49) der Anpressdruck der Schaltmuffe (9) in ihrer Eingriffsstellung aufrechterhalten wird, wobei ein Rückschlagventil (45) ein Rückströmen von Druckfluid von der Hochdruckleitung (49) in die Niederdruckleitung (48) verhindert und bei Druckentlastung der Hochdruckleitung (49) die Schaltmuffe (9) in ihre Freigabestellung rückführbar ist.

(Fig. 1)



Die Erfindung betrifft ein Ausgleichsgetriebe gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Derartige Ausgleichsgetriebe mit Sperren sind beispielsweise aus der DE 102004020863 A1 oder der DE 10303984 A1 dem Prinzip nach bekannt.

Sperren können als Quersperre für die Antriebsachsen von Fahrzeugen eingesetzt werden. Sperren können jedoch in gleicher Weise als Längssperren, beispielsweise in einem Verteilergetriebe, eingesetzt werden.

Die Sperre von Ausgleichsgetrieben kann über hydraulische Schaltzylinder betätigt werden. Derartige Schaltzylinder können über einen Schaltstift mit einem Schaltrohr verbunden sein und wirken direkt auf die Schaltmuffe. Derartige Systeme können aufgrund ihrer Bauweise keine große Halte- bzw. Verriegelungskraft aufbringen. Diese bekannten Sperrkupplungen, so wie diese beispielsweise schematisch in Fig. 2 dargestellt sind, besitzen überwiegend einen Flankenwinkel der Zähne, der etwa  $0^\circ$  beträgt oder sie besitzen einen negativen Flankenwinkel bzw. eine Hinterlegung an der Klauenverzahnung, womit beträchtliche Nachteile verbunden sind. Derartige Klauenverzahnungen sind, sobald sie im Eingriff stehen, nur schwer lösbar und neigen zu beträchtlicher Abnutzung. Die Fertigung derartiger Klauenverzahnungen ist aufwändig.

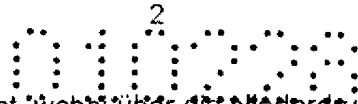
Wird hingegen ein positiver Flankenwinkel verwendet, wie schematisch in Fig. 3 dargestellt, dann sind erhebliche Kräfte erforderlich, um die Sperre unter Last im Eingriff zu halten. Diese Kräfte sind jedoch nur schwer von einer Betätigungseinheit aufbringbar. Im Falle einer hydraulischen Aktuierung der Sperre wären zum Aufbringen der Haltekräfte sehr große Schaltzylinder erforderlich, oder kleinere Schaltzylinder, die mit sehr hohen Drücken beaufschlagt werden.

Große Schaltzylinder erfordern sehr große Betätigungsvolumina, sodass ein rasches Zu- und Abschalten der Sperre nur schwer möglich ist.

Würde hingegen eine Lösung mit einem hohen Schaltzylinderdruck realisiert, dann erzwingt diese Beaufschlagung ein Hochdruck-Hydrauliksystem, insbesondere muss die Pumpe sehr hohe Drücke aufbauen können. Ein derartiges Hydrauliksystem führt zu hohen Kosten, einem ungünstigen akustischen Verhalten und erfordert relativ hohe Pumpenantriebsmomente.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Sperre für ein Ausgleichsgetriebe zu erstellen, die technisch einfach gestaltet ist und betriebssicher ein Verriegeln und Entriegeln zulässt. Das Verriegeln und Entriegeln soll rasch vor sich gehen, um geänderten Fahrumständen rasch Rechnung tragen zu können.

Diese Aufgaben werden bei einem Ausgleichsgetriebe erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass die Stellvorrichtung an eine Druckaufbaueinheit mit einer hydraulischen Niederdruckleitung und an eine Druckentlastungseinheit mit einer hydraulischen



Hochdruckleitung anschließbar ist, wobei über die Niederdruckleitung die Schaltmuffe von ihrer Freigabestellung in ihre Eingriffsstellung verstellbar ist und über die Hochdruckleitung der Anpressdruck der Schaltmuffe in ihre Eingriffsstellung aufrechterhalten wird und bei Druckentlastung der Hochdruckleitung die Schaltmuffe in ihre Freigabestellung rückführbar ist. Aufgrund des positiven Flankenwinkels von vorzugsweise  $6^\circ$  bis  $9^\circ$  wird ein rasches Öffnen der Sperre erreicht, das beim Aufbau des Zylinderdrucks sofort eintritt.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass die Niederdruckleitung von einem Ölbehälter über eine Öldruckpumpe, ein Schaltventil und ein Rückschlagventil zur Stellvorrichtung bzw. zur Schaltmuffe geführt ist, dass die Hochdruckleitung von der Stellvorrichtung über eine Druckentlastungseinheit zurück zum Ölbehälter geführt ist und dass eine Steuereinheit vorgesehen ist, mit der das Schaltventil, die Druckentlastungseinheit und gegebenenfalls die Ölpumpe gesteuert sind.

Erfindungsgemäß wird weiters der von der Pumpe aufzubringende Betätigungsdruck des Schaltzylinders niedrig gewählt, was für ein rasches, einmaliges Einrücken der Sperre ausreichend ist. Um ein unerwünschtes Ausrücken der eingerückten, hydraulisch angepressten Sperre zu vermeiden, ist im Hydraulikkreislauf ein federbelastetes Rückschlagventil vorgesehen, das verhindert, dass der Betätigungsdruck auf den Zylinderdruck ansteigt. Das Hydrauliksystem wird somit vorteilhafterweise in einen Hoch- und einen Niederdruckbereich geteilt. Durch Leckagen im Hochdruckbereich kann es unter bestimmten Umständen zu einem langsamen Ausrücken der Sperren kommen. Durch ein kontinuierliches Aufbringen des Betätigungsdrucks kann dem entgegengewirkt werden. Wenn der Zylinderdruck den Betätigungsdruck unterschreitet, beispielsweise wenn keine Sperrmomente mehr wirken, öffnet das Rückschlagventil und ermöglicht auf diese Weise die Kompensation der durch Leckage verlorenen Volumina.

Von Vorteil ist es, wenn die Endverzahnung und die Verzahnung die einzige drehschlüssige Verbindung zwischen dieser Ausgangswelle und dem Ausgleichsgetriebe darstellen. Erfindungsgemäß sind keine weiteren Verbindungen oder Verriegelungseinheiten erforderlich, um die zu sperrende Ausgangswelle drehfest mit dem Ausgleichsgetriebe zu verriegeln, womit sich ein einfacher Aufbau ergibt. Die hydraulische Druckbelastung im verriegelten System reicht aus, um eine entsprechende Verriegelung in allen Betriebssituationen zu gewährleisten.

Von Vorteil ist es, wenn vorgesehen ist, dass die Endverzahnung und die Verzahnung jeweils einen positiven Flankenwinkel, das heißt einen Winkel zwischen den Flanken der Zähne und der Zahnbasis, aufweisen, der  $6^\circ$  oder mehr beträgt und vorzugsweise zwischen  $6^\circ$  und  $9^\circ$  liegt. Bei Wahl dieses Winkels muss der Zylinderdruck nicht allzu hoch sein, um die Endverzahnung und die Verzahnung in Eingriff zu halten.



Endet der hydraulische Anpressdruck, so unterstützen die Winkel zwischen den Flanken der Zähne die Überwindung von Reibungskräften und somit das rasche Entriegeln. Dies wird weiters unterstützt, wenn die Endverzahnung und die Verzahnung aus Stahl hergestellt und gegebenenfalls ölgeschmiert sind. Es ergibt sich eine robuste und haltbare Sperre.

Bei einer bevorzugten Ausführungsform kann vorgesehen sein, dass das Ausgleichsgetriebe als Kegelraddifferential oder Planetengetriebe ausgebildet ist bzw. dass die Ausgangswelle über die Schaltmuffe mit der Eingangswelle, insbesondere Korb, des Ausgleichsgetriebes verbindbar ist. Weiters kann die erfindungsgemäße Sperre auch zwischen den beiden Ausgangswellen des Ausgleichsgetriebes wirken. Prinzipiell kann die Sperre auch ohne Differential eingesetzt werden, beispielsweise als Kupplung für zuschaltbare Allradantriebe.

Ein einfacher Aufbau der Sperre ergibt sich, wenn die auf der Ausgangswelle verschiebbar gelagerte Schaltmuffe axial mit einem ringförmigen Kolben eines, vorzugsweise kreisringförmigen Querschnitt besitzenden, Hydraulikzylinders verstellbar ist, der am Ausgangswellengehäuse und/oder Ausgleichsgetriebegehäuse lagefest angeordnet ist.

Um die jeweiligen unterschiedlichen Drehzahlen auszugleichen, kann vorgesehen sein, dass zur Entkopplung zwischen dem rotationsfest gelagerten ringförmigen Kolben und der Schaltmuffe ein Dreh- oder Ausgleichslager angeordnet ist, über das der Ringkolben des Hydraulikzylinders die Schaltmuffe druckbelastet. Damit verbleibt der ringförmige Kolben drehinvariant, wogegen die Schaltmuffe mit der Ausgangswelle unbehindert mitrotiert.

Um das Entriegeln zu unterstützen bzw. bei einer Entriegelung die Schaltmuffe rasch außer Eingriff mit dem mit ihr zusammenwirkenden Bauteil des Ausgleichsgetriebes zu bringen, kann vorgesehen sein, dass zumindest eine die Schaltmuffe belastende und in ihre Freigabestellung drückende Federeinheit vorgesehen ist, deren Federkraft dem zur Verriegelung der Endverzahnung mit der Verzahnung ausgeübten Druck des Kolbens entgegengerichtet ist. Dabei ist es konstruktiv von Vorteil, wenn die Federeinheit, vorzugsweise eine Spiraldruckfeder, die Ausgangswelle umgibt und auf einer von der Ausgangswelle getragenen Scheibe abgestützt ist.

Ein rasches Ansprechen unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen und eine exakte Funktion des Ausgleichsgetriebes ist dann gegeben, wenn an den Druckfluidversorgungskreis des Hydraulikzylinders ein Druckfluidspeicher angeschlossen ist und/oder wenn zur Druckentlastung der Schaltmuffe für das Öffnen der Verriegelung und für eine Beendigung des Eingriffes zwischen der Endverzahnung und der Verzahnung eine schaltbare Druckentlastungseinheit, z.B. ein schaltbares

Mehrwegeventil, in den Druckfluidversorgungsstrom des Hydraulikzylinders eingeschaltet ist.

Ein wesentlicher Vorteil wird dann erreicht, wenn an die Druckentlastungseinheit das Steuergerät eines Bremsenregelsystems, insbesondere Antiblockiersystems (ABS), angeschlossen ist und die Druckentlastungseinheit vom Steuergerät für den Fall einer mit ABS unterstützten Bremsung mit Öffnungssignalen beaufschlagbar ist. Da bei einer ABS-unterstützten Bremsung Differentialsperren prinzipiell auszuschalten sind, ist das erfindungsgemäße Ausgleichsgetriebe von Vorteil, das sehr einfach entriegelt werden kann, sodass eine ABS-Bremsung unverzüglich aufgrund der raschen Entriegelung der Sperre eingeleitet werden kann.

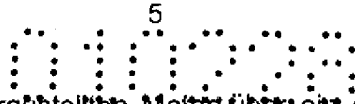
Eine besondere Ausführungsform des Ausgleichsgetriebes sieht vor, dass die Endverzahnung auf der Stirnfläche der, vorzugsweise zylinderringförmigen, Schaltmuffe und die Verzahnung auf dem Korb oder Steg die Ausgangswelle umgebend, jeweils in Form von sich axial zur Ausgangswelle erstreckenden Zähnen, ausgebildet sind.

Des Weiteren betrifft die Erfindung auch ein Fahrzeug mit einem Ausgleichsgetriebe mit einer Sperre zur Querverriegelung einer der Achswellen des Ausgleichsgetriebes und/oder zur Längsverriegelung eines Verteilergetriebes und/oder zur Längsverriegelung der Durchtriebsachse des dem Fahrzeugmotor näher liegenden oder vom Motor direkt angetriebenen Ausgleichsgetriebes mit dem Korb oder Steg dieses Ausgleichsgetriebes. Bei anderen Bauformen des Differentialgetriebes ist es prinzipiell auch denkbar, zum Erzielen der Sperrwirkung mit der erfindungsgemäßen Differentialsperre die beiden Ausgangswellen miteinander zu verbinden.

Im Folgenden wird die Erfindung beispielsweise anhand der Zeichnung näher erläutert. Fig. 1 zeigt ein sperrbares Ausgleichsgetriebe in schematischer Schnittdarstellung. Fig. 2 und Fig. 3 zeigen schematisch Sperrverzahnungen. Fig. 4a zeigt schematisch eine ausführbare Variante des Hydrauliksystems, bei nicht geschalteter Differentialsperre. Fig. 4b zeigt schematisch eine Ausführungsform des Hydrauliksystems, bei geschalteter Differentialsperre. Fig. 5 zeigt schematisch den grundsätzlichen Aufbau des Hydrauliksystems für die erfindungsgemäße Differentialsperre.

In Fig. 1 ist ein Ausgleichs- bzw. Achsgetriebe 1 dargestellt. Ein derartiger Modul kann in ähnlicher Form sowohl als Vorderachsmodul oder als Hinterachsmodul eingesetzt werden. In vergleichbarer Form kann ein derartiger Modul auch als Durchtriebsachsmodul vorgesehen bzw. ausgebildet werden.

Im vorliegenden Fall ist das Ausgleichsgetriebe 1 als Kegelraddifferential gestaltet. Prinzipiell könnte das erfindungsgemäße Ausgleichsgetriebe auch als Planetendifferential ausgebildet sein.



Das von einem nicht dargestellten Motor über ein etwaiges, nicht dargestelltes, Schalt- oder Automatikgetriebe, über eine Abtriebswelle 33 abgegebene Drehmoment wird über ein Kegelritzel 34 auf das Tellerrad 35 und von diesem auf den Differentialkorb 2 eingeleitet. Über den Ausgleichsbolzen 39, der starr mit dem Korb 2 verbunden ist, werden Ausgleichskegelräder 36 angetrieben, die drehbar auf dem Ausgleichsbolzen 39 gelagert sind. Üblicherweise werden zwei Ausgleichsräder 36 verwendet; vorteilhafterweise werden für Ausgleichsgetriebe mit Sperren vier Ausgleichsräder eingesetzt.

Die Ausgleichsräder 36 geben das aufgebrachte Drehmoment auf die Achswellenräder 38 und damit direkt auf die beiden Antriebswellen 3 und 4 ab. Dies wird üblicherweise über eine Steckverzahnung zwischen den Achswellenrädern 38 und den Antriebswellen 3 und 4 erreicht.

Mit einem derartigen Differential bzw. Ausgleichsgetriebe 1 wird eine dynamische und sichere Kurvenfahrt erreicht. Es ist jedoch mitunter erforderlich, die durch das Ausgleichsgetriebe erzielte Ausgleichsfunktion auszuschalten.

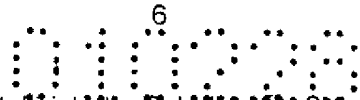
Für den Fall, dass z.B. die Antriebswelle 3 keine oder nur eine schlechte Traktion aufweist, würde ohne Sperre das Rad mit guter Traktion auf der Antriebswelle 4 stehen bleiben und die Leistung würde über das Rad, das sich auf der Antriebswelle 3 befindet, abgebaut werden. Das Fahrzeug selbst würde sich nicht bewegen. Diese Prinzipien eines Ausgleichsgetriebes sind bekannt.

Durch eine mechanische Quersperre kann das Ausgleichsgetriebe bzw. Differential außer Kraft gesetzt werden. Dies geschieht, wie aus Fig. 1 ersichtlich ist, indem die Antriebswelle 4 direkt mit dem Differentialkorb 2 verbunden wird. In gleicher Weise kann natürlich auch die Antriebswelle 3 anstelle der Antriebswelle 4 mit dem Differentialkorb 2 verbunden werden.

Eine derartige Verbindung zwischen der Antriebswelle 4 und dem Differentialkorb 2 wird über eine Schaltmuffe 9 erreicht, die axial verschiebbar aber gegen Verdrehung gesichert auf der Antriebswelle 3 oder auf der Antriebswelle 4 gelagert ist. Diese Schaltmuffe 9 könnte beispielsweise mit einer Steckverzahnung 37 auf der Antriebswelle 4 rotationsfest, das heißt mit der Antriebswelle 4 mitdrehend, gelagert sein.

Schiebt man die Schaltmuffe 9 in Richtung auf den Differentialkorb 2, so rastet eine Sperrverzahnung bzw. Endverzahnung 19, die vorteilhafterweise von der Stirnfläche der Schaltmuffe 9 getragen wird, in eine entsprechende Verzahnung 20 am Differentialkorb 2 und damit ist, wie in Fig. 2 und 3 dargestellt, der Differentialkorb 2 mit der Antriebswelle 4 drehfest verbunden.

Die Betätigung der Schaltmuffe 9 erfolgt über einen Ringzylinder 12, der an eine hydraulische Druckfluidversorgungsleitung bzw. Hochdruckleitung 49, so wie dieser

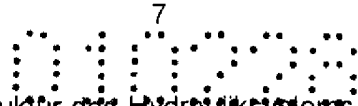


beispielsweise in Fig. 4a dargestellt ist, die Schaltmuffe 9 druckbeaufschlagt und verstellt. Der in der Druckfluidversorgungsleitung 49 aufgebaute Druck bewegt einen Ringkolben 11, der von dem Ringzylinder 12 druckbeaufschlagt wird und die Schaltmuffe 9 axial auf der Achswelle 4 in Richtung des Differentialkorbes 2 bzw. der auf diesem befindlichen Verzahnung 20 verstellt. Der Ringkolben 11 ist lediglich axial verschiebbar, aber ansonsten gehäusefest, das heißt fest mit dem Gehäuse 31 der Achswelle 3 oder 4 und/oder dem Gehäuse 32 des Differentials verbunden. Um einen Drehzahlausgleich zwischen dem ortsfest stehenden Ringkolben 11 und der rotierenden Schaltmuffe 9 zu erreichen, ist ein Lagerelement 10 vorhanden bzw. zwischen diese Bauteile zwischengeschaltet, um die Schaltmuffe 9, die mit Antriebsdrehzahl dreht, bezüglich des feststehenden Ringkolbens 11 zu entkoppeln.

Da Flüssigkeiten inkompressibel sind, kann der Ringkolben 11 nach einer Druckbeaufschlagung und bei Aufrechterhaltung des Druckes im Hochdruckfluidkreislauf 40 nicht mehr ausweichen oder zurückweichen. Damit ist die Verriegelung zwischen der Antriebswelle 3 oder 4 und dem Differentialkorb 2 auf Dauer eingeschaltet und das auf der Motorabtriebswelle 33 aufgebrachte Eingangsdrehmoment für einen Vortrieb des Fahrzeuges über beide Achswellen 3 und 4.

Ein Nachteil der Klauenverzahnungen gemäß Fig. 2 ist, dass sie unter Last nicht rasch und sicher abschalten. Unter Druckbelastung verkeilen die ineinander eingreifenden Verzahnungen und können sich auch bei einem Druckabbau nicht rasch lösen. Um dies zu vermeiden ist – wie in Fig. 3 dargestellt – vorgesehen, dass die Endverzahnung und die Verzahnung jeweils einen positiven Flankenwinkel, das heißt einen Winkel zwischen den Flanken der Zähne und der Zahnbasis, aufweisen, der  $6^\circ$  oder mehr beträgt und vorzugsweise zwischen  $6$  und  $9^\circ$  liegt.

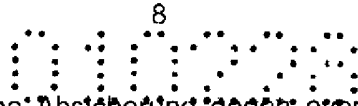
Es kann ferner vorgesehen sein, dass zumindest eine die Schaltmuffe 9 belastende und in ihre Freigabestellung drückende Federeinheit 13 vorgesehen ist, deren Federkraft dem zur Verriegelung der Endverzahnung 19 mit der Verzahnung 20 ausgeübten Druck des Kolbens entgegengerichtet ist. Diese Federeinheit 13 drückt die Schaltmuffe 9 in ihre Ausgangsposition zum raschen Lösen der Verriegelung zurück. Ein einfacher Aufbau ergibt sich, wenn die Federeinheit, vorzugsweise eine Spiraldruckfeder, die Ausgangswelle 4 umgibt und auf einer von der Ausgangswelle 4 getragenen Scheibe 14 abgestützt ist. Das geforderte schnelle Abschalten, wie es bei neuartigen Bremssystemen, insbesondere ABS-Bremssystemen, gefordert ist, wird damit unterstützt; wichtig dafür sind die gewählten Winkel der Endverzahnung 19 und der Verzahnung 20 bzw. die hydraulische Druckbelastung bzw. die Möglichkeit, die hydraulische Druckbelastung und die Verriegelung abrupt beenden zu können.



In Fig. 5 ist die Grundstruktur des Hydrauliksystems schematisch dargestellt. Aus einem Ölreservoir 41 wird Öl entnommen. Eine Druckaufbaueinheit 60 wird von einer elektronischen Steuereinheit 23 geschaltet und kann ausgehend von einem Ausgangsdruckniveau  $p_0$  einen höheren Betätigungsdruck  $p_B$  aufbringen. Ein federbelastetes Rückschlagventil 45 stellt die Verbindung von der Niederdruckleitung 48 zur Hochdruckleitung 49 und dem hydraulischen Aktuator 61 bzw. der Stellvorrichtung 11, 12 her. Das federbelastete Rückschlagventil 45 verhindert, dass Druckfluid vom Aktuator 61 zurück in die Niederdruckleitung 48 fließen kann. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass der von der äußeren Last abhängige Zylinderdruck  $p_z$  der Hochdruckleitung 49 nicht zu einem Anstieg des Betätigungsdrucks  $p_B$  in der Niederdruckleitung führen kann. Das Rückschlagventil 45 beschränkt den Hochdruck auf den Hochdruckteil des Systems. Der Druckaufbau im Hochdruckteil geschieht durch eine äußere Belastung des Hydraulikzylinders bzw. des Stellteiles 11, 12 in Betrieb und kann nicht aktiv beeinflusst werden. Ohne Rückschlagventil 45 würde entsprechend dem resultierenden Druckgefälle aus dem Hochdruckteil Druckfluid in den Niederdruckteil strömen und den Druck dort anheben. Durch das federbelastete Rückschlagventil 45 wird jedoch ein Rückströmen von Fluid und damit eine druckmäßige Rückwirkung auf den Niederdruckteil verhindert. Dadurch können im Niederdruckteil kostengünstige, kompakt bauende Komponenten verwendet werden.

Die elektronische Steuereinheit 23 steuert weiters die Druckentlastungseinheit 62. Die Druckentlastungseinheit 62 ermöglicht ein rasches Absenken des Zylinderdrucks  $p_z$  auf den Ausgangsdruck  $p_0$ . Die Leitung 40 dient als Ablauf aus dem Aktuator 61. Das abgelaufene Fluidvolumen kann in das Ölreservoir 41 fließen oder in die Druckaufbaueinheit 60 eingespeist werden. Eine teilweise Versorgung der Druckaufbaueinheit 60 aus der Leitung 40 hat den Vorteil, dass die Wahrscheinlichkeit verringert wird, dass Luft angesaugt wird.

In Fig. 4a und Fig. 4b ist schematisch ein Beispiel eines konkreten, ausführbaren Hydrauliksystems dargestellt, wobei sich der Aufbau auf die in Fig. 5. dargestellten Hauptbaugruppen zurückführen lässt. Fig. 4a und Fig. 4b unterscheiden sich dadurch, dass in Fig. 4a der Zustand des Hydrauliksystems bei geöffneter Sperre dargestellt wird, während in Fig. 4b der Zustand des Hydrauliksystems bei geschalteter Sperre aufgezeigt wird. Das Hydrauliksystem wird über einen Tank 41, über die Zu- und Ablaufleitung 40 und eine Hydraulikpumpe 42 mit Hydraulikflüssigkeit versorgt. Der Antrieb der Hydraulikpumpe 42 kann insbesondere durch einen Elektromotor oder durch eine mechanische Kopplung mit Getriebeelementen, beispielsweise dem Differentialkorb 2, erfolgen. Ein Überdruckventil 43 dient zur Begrenzung des Betätigungsdrucks auf ein



definiertes Niveau und stellt eine Abstärkung gegen eventuelle Störungen im System dar.

Ein Ölfilter 50 kann vorgesehen sein, um das Öl von Schmutzpartikeln zu filtern. Der Ölfilter 50 kann mit einem Differenzdruckventil 51 versehen sein, das bei zu großem Druckabfall einen Filterbypass öffnet. Der Ölfilter 50 und das zugehörige Differenzdruckventil 51 können sowohl saug-, als auch druckseitig der Hydraulikpumpe 42 angeordnet sein.

Ein vorgesehener Druckfluidspeicher 15 garantiert schnelle Schaltzeiten, die von einer Hydraulikpumpe 42 allein nicht realisiert werden könnten. Mit dem Speicher 15 werden schnelle Druckanstiege erzielt.

Die Hydraulikpumpe 42 kann abschaltbar gestaltet sein, um eine die Energieaufnahme und Schallabstrahlung der Pumpe im normalen Fahrbetrieb zu vermeiden. In diesem Betriebszustand könnte es zu einem unerwünschten Verlust von Druckvolumen im Druckfluidspeicher 15 kommen. Zur Vermeidung dieses Verlusts kann ein federbelastetes Rückschlagventil 46 vorgesehen sein, das ein Rückströmen von Druckfluid in Richtung Pumpe verhindert.

Ein 2/2 Wegeventil 44 und ein 2/2 Wegeventil 18 dienen zum Zu- und Abschalten der Differentialsperre. Das Schalten der 2/2Wegeventile 18,44 erfolgt entweder mechanisch oder über eine elektrische Steuereinheit 23. Prinzipiell ist auch eine hydraulische Ansteuerung der 2/2Wegeventile denkbar. Von Vorteil ist, dass aufgrund der Rückstellfedern der beiden 2/2Wegeventile 18, 44 bei Ausfall der elektrischen Steuereinheit 23 automatisch die Differentialsperre geöffnet wird.

In dem in Fig. 4a dargestellten Zustand ist die Differentialsperre nicht geschaltet. Das 2/2 Wegeventil 44 befindet sich in Sperrstellung, sodass über die Niederdruckleitung 48 kein Druck aufgebaut wird. Das federbetätigte Rückschlagventil 45 verbindet die Niederdruckleitung 48 mit der Hochdruckleitung 49. In dem in Fig. 4a dargestellten Zustand sind sowohl die Niederdruckleitung 48, als auch die Hochdruckleitung 49 drucklos bzw. weisen den Ausgangsdruck  $p_0$  auf. Das Fluid in der Hochdruckleitung 49 wirkt mit seinem Druck auf den Hydraulikzylinder 12. Das 2/2Wegeventil 18 befindet sich in Öffnungsstellung, sodass Fluidvolumen aus der Hochdruckleitung 49 in den Ablauf 40 fließen kann. Dadurch ist eine rasche Rückstellung des Hydraulikzylinders 12 in seine Ausgangsstellung gewährleistet. Ein weiteres, gegebenenfalls einstellbares, Überdruckventil 47 ist in dem in Fig. 4a gezeigten Zustand mit nicht geschalteter Differentialsperre in jedem Fall inaktiv, da die Hochdruckleitung 49 drucklos ist bzw. lediglich den Ausgangsdruck  $p_0$  aufweist.

In dem in Fig. 4b dargestellten Zustand ist die Differentialsperre geschaltet. Das 2/2 Wegeventil 44 befindet sich in Öffnungsstellung, sodass die Niederdruckleitung 48 mit dem Betätigungsdruck  $p_B$  beaufschlagt wird. Das federbetätigte Rückschlagventil 45

verbindet die Niederdruckleitung 48 mit der Hochdruckleitung 49. In dem in Fig. 4b dargestellten Zustand weist die Niederdruckleitung 48 den Betätigungsdruck  $p_B$  auf. Die Hochdruckleitung 49 wirkt auf den Hydraulikzylinder 12. Die Hochdruckleitung 49 weist den Zylinderdruck  $p_Z$  auf, der größer oder gleich dem Betätigungsdruck  $p_B$  ist, wobei etwaige Einflüsse des Rückschlagventils 45 vernachlässigt werden. Über das federbetätigte Rückschlagventil 45 wird sichergestellt, dass ein Druckanstieg in der Hochdruckleitung 49 nicht zu einem Druckanstieg in der Niederdruckleitung 48 führt. Ein Druckanstieg über den Betätigungsdruck  $p_B$  kann durch Belastungen der Sperre im Betrieb eintreten. Das 2/2-Wegeventil 18 befindet sich in Sperrstellung, sodass das Fluidvolumen aus der Hochdruckleitung 49 nicht den Ablauf 40 fließen kann. Dadurch ist eine Verriegelung des Hydraulikzylinders 12 in seiner Endlage gewährleistet. Über das federbelastete Rückschlagventil 45 wird der Nachfluss von Druckfluid ermöglicht, falls es im Hochdruckbereich zu Leckagen gekommen ist. Selbstverständlicherweise stellt das Rückschlagventil 45 auch ein rasches Befüllen des Hydraulikzylinders 12 sicher, falls die Differentialsperre zugeschaltet wird. Der Druck in der Niederdruckleitung 48 und in der Hochdruckleitung 49 kann von der Steuereinheit 23 überwacht werden.

Zur Überlastsicherung ist ein weiteres, gegebenenfalls einstellbares, Überdruckventil 47 vorgesehen, um extremen Drücken zu entsprechen, die im Betrieb in Sondersituationen auftreten können. Wenn der Zylinderdruck  $p_Z$  den Betätigungsdruck  $p_B$  überschreitet, liegt im Wesentlichen eine Proportionalität zwischen Zylinderdruck  $p_Z$  und dem von der Differentialsperre übertragenen Drehmoment vor. Das Begrenzen des Hydraulikdrucks kann vorteilhafterweise dazu genutzt werden, um den Antriebsstrang vor Überlasten zu schützen. Ebenso können die Drücke begrenzt werden, sodass die Hydraulikkomponenten vor unzulässig hohen Drücken geschützt werden können.

Sobald die Druckentlastungseinheit 18 in Durchflussstellung ist, fließt das Druckmedium in den Behälter 41 zurück und die Federeinheit 13 drückt den Kolben 11 in seine Ausgangsposition.

Von besonderem Vorteil ist es, wie in den Fig. 1, 4a, 4b und 5 dargestellt, wenn an die Druckentlastungseinheit 18 das Steuergerät eines ABS-Brennsystems angeschlossen ist und die Druckentlastungseinheit 18 vom Steuergerät 23 für den Fall einer mit ABS zu unterstützenden Bremsung mit Öffnungssignalen beaufschlagbar ist. Mit dem Steuergerät 23 kann unverzüglich und rasch ein Druckabfall im Druckfluidkreislauf 39 erreicht und der Kolben 11 wieder in seine Ausgangsstellung zurückverstellt werden.

Von besonderem Vorteil ist die erfindungsgemäße Vorgangsweise für die Erstellung von Ausgleichsgetrieben für mit permanentem Allradantrieb versehene Fahrzeuge.

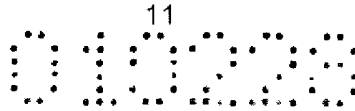
Es wird bemerkt, dass mit der Sperrstellung eines Wegeventils durchwegs jene Schaltstellung zu verstehen ist, bei der kein Durchfluss möglich ist.



Es wird bemerkt, dass prinzipiell auch andere Formen und Ausführungsformen des Hydraulikzylinders 12 und des Kolbens 11 möglich sind. Es könnte auch eine Mehrzahl von längs des Umfanges der Achswelle 3 oder 4 verteilt angeordneten hydraulischen Stellvorrichtungen bzw. Kolben-Zylinder-Einheiten für die Schaltmuffe 9 vorgesehen sein.

In ähnlicher Weise kann auch eine Mehrzahl von Federeinheiten die Achswelle 3 oder 4 umgebend zur Rückstellung der Schaltmuffe 9 vorgesehen sein.

Der Druckfluidspeicher 15 ist zwischen dem Rückschlagventil 46 und dem Schaltventil 44 an die Niederdruckleitung 48 angeschlossen.



Patentansprüche:

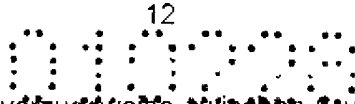
1. Ausgleichsgetriebe mit zwei Ausgangswellen (3, 4) und einer Sperre, mit der eine der Ausgangswellen (4) drehfest mit dem Korb oder Steg (2) des Ausgleichsgetriebes (1) verbindbar ist, wobei die Sperre eine Schaltmuffe (9) aufweist, welche mit dieser Ausgangswelle (4) drehfest verbunden und koaxial verschiebbar gelagert ist und eine Endverzahnung (19) aufweist, die mit einer vom Korb oder Steg (2) getragenen, vorzugsweise komplementär ausgebildeten, Verzahnung (20) direkt in Eingriff bringbar ist und wobei eine hydraulische Stellvorrichtung (11, 12) für die Schaltmuffe (9) vorgesehen ist, mit der die Schaltmuffe (9) aus einer Freigabestellung in eine Eingriffsstellung mit der Verzahnung (20) verschiebbar und unter Beibehaltung des Anpressdruckes in Eingriffsstellung haltbar ist.

dadurch gekennzeichnet, dass

die Stellvorrichtung (11, 12) an eine Druckaufbaueinheit (60) mit einer hydraulischen Niederdruckleitung (48) und an eine Druckentlastungseinheit (62) mit einer hydraulischen Hochdruckleitung (49) anschließbar ist, wobei über die Niederdruckleitung (48) die Schaltmuffe (9) von ihrer Freigabestellung in ihre Eingriffsstellung verstellbar ist und über die Hochdruckleitung (49) der Anpressdruck der Schaltmuffe (9) in ihrer Eingriffsstellung aufrechterhalten wird, wobei ein Rückschlagventil (45) ein Rückströmen von Druckfluid von der Hochdruckleitung (49) in die Niederdruckleitung (48) verhindert und bei Druckentlastung der Hochdruckleitung (49) die Schaltmuffe (9) in ihre Freigabestellung rückführbar ist.

2. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Niederdruckleitung (48) von einem Ölbehälter (41) über eine Öldruckpumpe (42), ein Schaltventil (44) und das Rückschlagventil (45) zur Stellvorrichtung (11, 12) geführt ist, dass die Hochdruckleitung (49) von der Stellvorrichtung (11, 12) über ein Schaltventil (18) zurück zum Ölbehälter (41) geführt ist und dass eine Steuereinheit (23) vorgesehen ist, mit der das Schaltventil (44), das Schaltventil (18) und gegebenenfalls die Ölpumpe (42) gesteuert sind.

3. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Endverzahnung (19) und die Verzahnung (20) die einzige drehschlüssige Verbindung zwischen dieser Ausgangswelle (4) und dem Ausgleichsgetriebe (1) darstellen und/oder dass die Endverzahnung (19) und die Verzahnung (20) jeweils einen positiven Flankenwinkel ( $w$ ), das heißt einen Winkel zwischen den Flanken (21) der Zähne und der



Zahnbasis (22), aufweisen, der vorzugsweise zwischen  $6^\circ$  und  $9^\circ$  liegt und/oder dass die Endverzahnung (19) und die Verzahnung (20) aus Stahl hergestellt und gegebenenfalls ölgeschmiert sind.

4. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass das Ausgleichsgetriebe (1) als Kegelraddifferenzial oder Planetengetriebe mit Kegelrädern ausgebildet ist und/oder dass die Ausgangswelle (4) über die Schaltmuffe (9) mit dem Korb (2) des Differenzials (1) verbindbar ist und/oder dass die auf der Ausgangswelle (4) verschiebbar gelagerte Schaltmuffe (9) axial von zumindest einem, vorzugsweise kreisringförmigen, Kolben (11) zumindest eines, vorzugsweise kreisringförmigen Querschnitt besitzenden, Hydraulikzylinders (12) verstellbar ist, der am Ausgangswellengehäuse (31) und/oder Ausgleichsgetriebegehäuse (32) lagefest angeordnet ist.

5. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass zur Entkopplung zwischen dem rotationsfest gelagerten Kolben (11) und der Schaltmuffe (9) ein Dreh- oder Ausgleichslager (10) angeordnet ist, über das der Kolben (11) des Hydraulikzylinders (12) die Schaltmuffe (9) druckbelastet.

6. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass zumindest eine die Schaltmuffe (9) belastende und in ihre Freigabestellung drückende Federeinheit (13) vorgesehen ist, deren Federkraft dem zur Verriegelung der Endverzahnung (19) mit der Verzahnung (20) ausgeübten Druck des Kolbens (11) entgegengerichtet ist.

7. Ausgleichsgetriebe nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, dass die Federeinheit (13), vorzugsweise eine Spiraldruckfeder, die Ausgangswelle (4) umgibt und auf einer von der Ausgangswelle (4) getragenen Scheibe (14) abgestützt ist.

8. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass an die Niederdruckleitung (48) des Hydraulikzylinders (12) ein Druckfluidspeicher (15) angeschlossen ist.

9. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass zur Druckentlastung der Hochdruckleitung (49) bzw. der Schaltmuffe (9) für das Öffnen der Verriegelung und für eine Beendigung des Eingriffes zwischen der



Endverzahnung (19) und der Verzahnung (20) als schaltbare Druckentlastungseinheit (62) ein schaltbares Mehrwegeventil (18) in der Hochdruckleitung (49) eingeschaltet ist.

10. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass als Steuereinheit (23) für die Druckentlastungseinheit (18) das Steuergerät eines ABS-Brennsystems angeschlossen ist und die Druckentlastungseinheit (18) vom Steuergerät (23) für den Fall einer mit ABS zu unterstützenden Bremsung mit Öffnungssignalen beaufschlagbar ist.

11. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass gegebenenfalls einstellbares Überdruckventil (47) vorgesehen ist, um den Hydraulikdruck in der Hochdruckleitung (49) nach oben hin zu begrenzen und/oder das von der Schaltmuffe (9) übertragene Drehmoment nach oben hin zu begrenzen.

12. Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, dass die Endverzahnung (19) auf der Stirnfläche der, vorzugsweise rohrförmig oder zylindrisch geformten, Schaltmuffe (9) und die Verzahnung (20) auf dem Korb oder Steg (2) die Ausgangswelle (4) umgebend jeweils in Form von sich axial zur Ausgangswelle (4) erstreckenden Zähnen (25) ausgebildet sind.

13. Fahrzeug mit zumindest einem vom Fahrzeugmotor angetriebenen Ausgleichsgetriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 12, mit einer Sperre zur Querverriegelung einer der Achswellen (3, 4) des Ausgleichsgetriebes (1) oder zur Längsverriegelung der Durchtriebsachse des dem Fahrzeugmotor näher liegenden oder vom Motor direkt angetriebenen Ausgleichsgetriebes mit dem Korb oder Steg (2) dieses Ausgleichsgetriebes (1).

Wien, am 10. Oktober 2011

# Claims

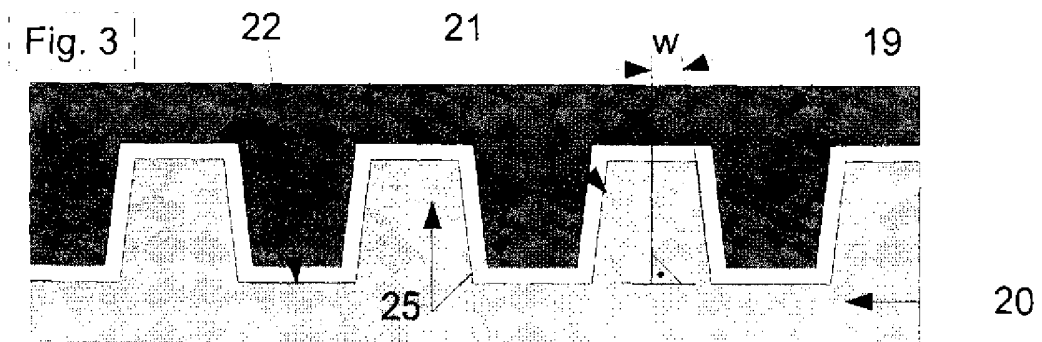
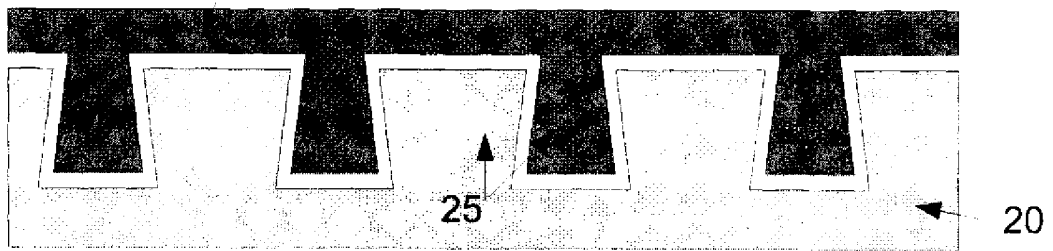
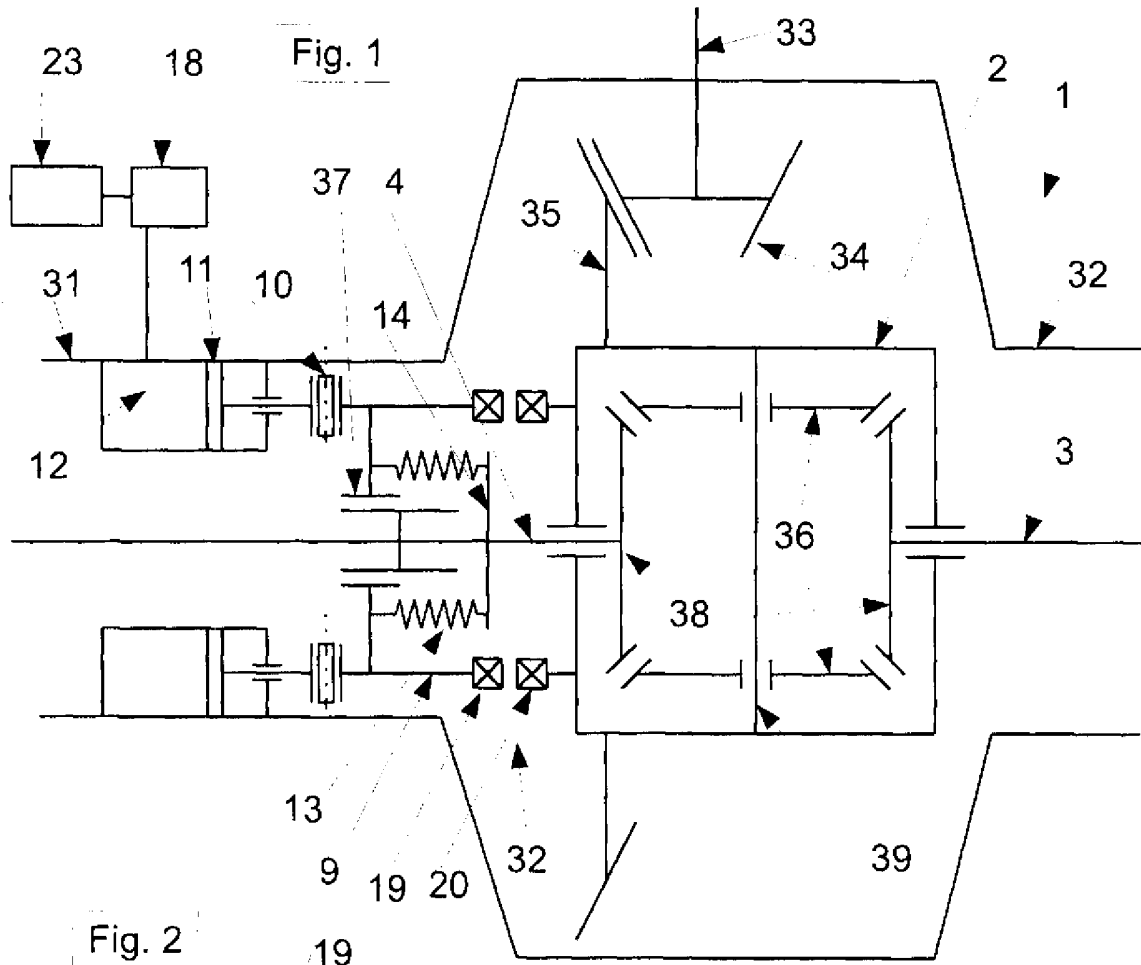


Fig.5

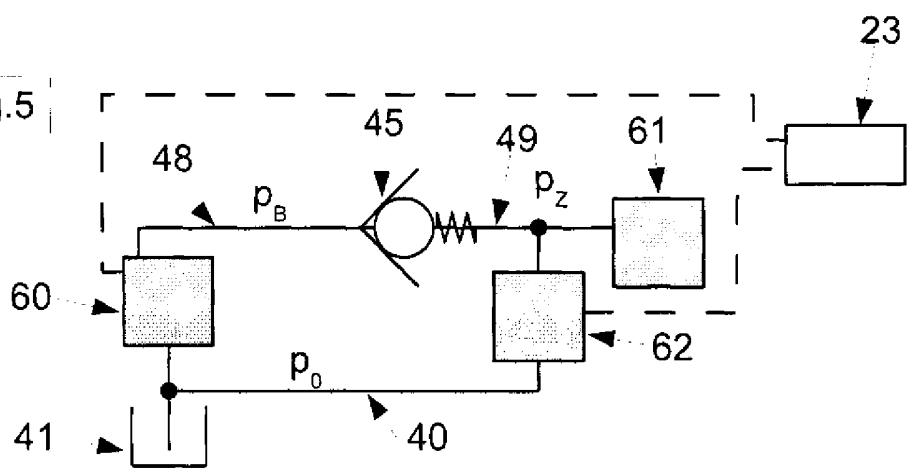


Fig.4a

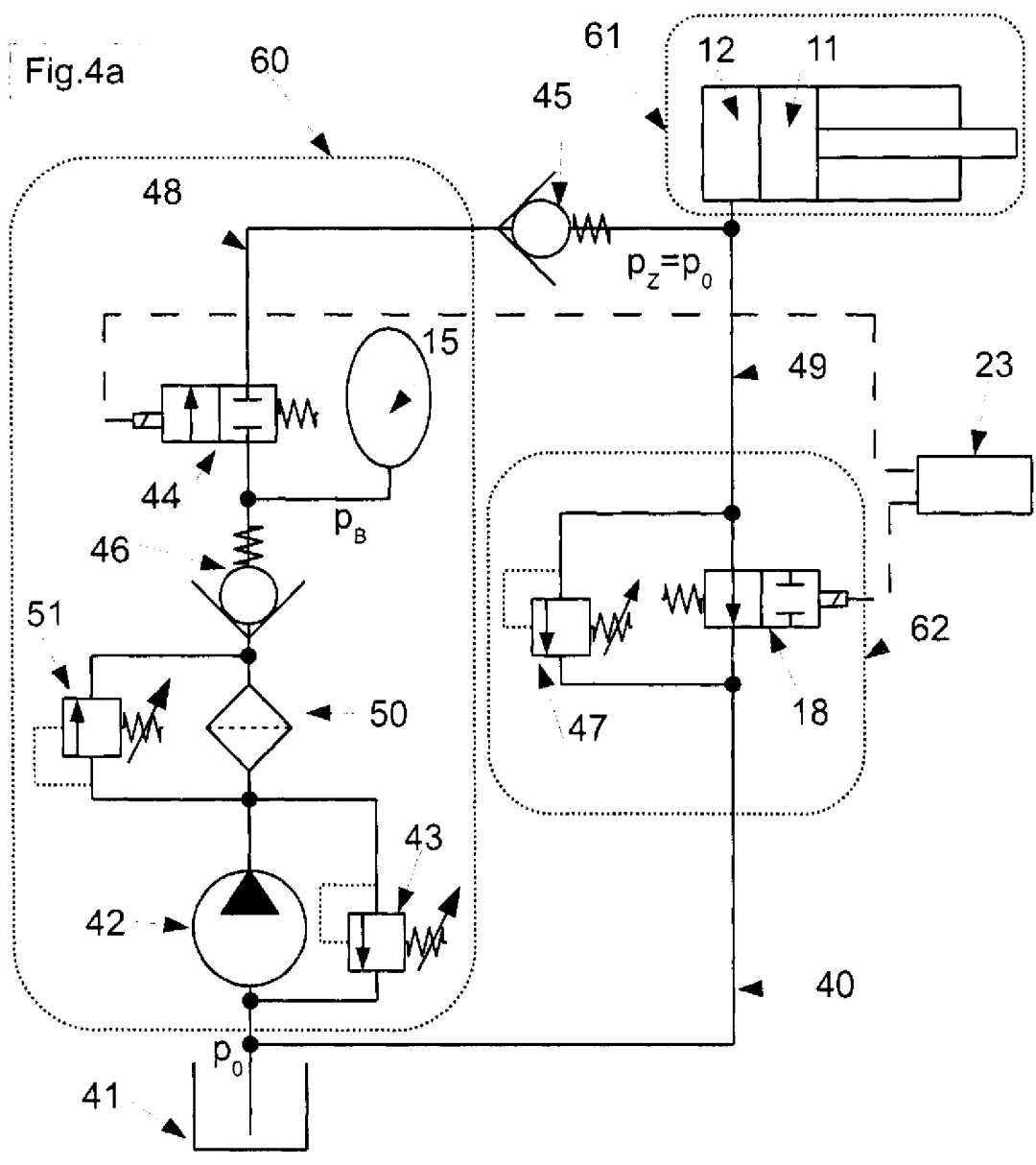


Fig.4b

