

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges
Eigentum

Internationales Büro

(43) Internationales
Veröffentlichungsdatum
27. August 2015 (27.08.2015)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2015/124346 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16F 9/512 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2015/050995

(22) Internationales Anmeldedatum:
20. Januar 2015 (20.01.2015)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2014 203 181.8
21. Februar 2014 (21.02.2014) DE

(71) Anmelder: ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE];
Graf-von-Soden-Platz 1, 88046 Friedrichshafen (DE).

(72) Erfinder: FÖRSTER, Andreas; Pirolweg 2, 97422
Schweinfurt (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW,
BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM,

DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG,
MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM,
PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC,
SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN,
TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST,
SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG,
KZ, RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH,
CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE,
IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM,
GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

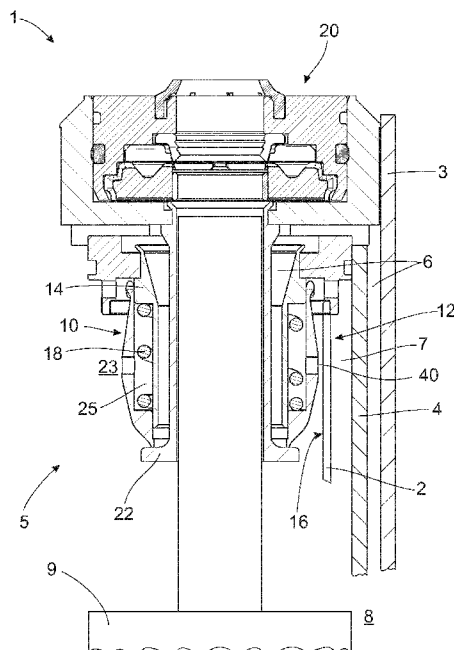
Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: VIBRATION DAMPER AND MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : SCHWINGUNGSDÄMPFER SOWIE KRAFTFAHRZEUG

Fig. 1



(57) Abstract: The invention relates to a vibration damper having at least two tube elements arranged inside one another, and a piston rod that can move inside a piston rod guide, wherein a valve is arranged in the region of one end of the piston rod guide, said valve comprising a valve slide for at least partially sealing at least one flow path of a fluid flowing through the valve, and comprising an inlet side and an outlet side, wherein the surfaces of the valve slide to which pressure is applied are substantially the same size for an opening pressure and a closing pressure, said valve also having a throttle point via which a pressure difference between opening pressure and closing pressure can be generated.

(57) Zusammenfassung: Schwingungsdämpfer mit wenigstens zwei ineinander angeordnete Rohrelementen und einer in einer Kolbenstangenführung bewegbaren Kolbenstange, wobei im Bereich des einen Endes der Kolbenstangenführung ein Ventil umfassend einen Ventilschieber zum zumindest teilweisen Verschließen wenigstens eines Strömungsweges eines durch das Ventil strömenden Fluids angeordnet ist, wobei das Ventil eine Eingangs- und eine Ausgangsseite besitzt, wobei die Druckbeaufschlagungsflächen des Ventilschiebers für einen Öffnungsdruck und einen Schließdruck im Wesentlichen gleich groß sind und das Ventil eine Drosselstelle besitzt, über die ein Druckunterschied zwischen Öffnungsdruck und Schließdruck erzeugbar ist.

WO 2015/124346 A1

Schwingungsdämpfer sowie Kraftfahrzeug

Die Erfindung betrifft einen Schwingungsdämpfer mit wenigstens zwei ineinander angeordnete Rohrelementen und einer in einer Kolbenstangenführung bewegbaren Kolbenstange, wobei im Bereich des einen Endes der Kolbenstangenführung ein Ventil umfassend einen Ventilschieber zum zumindest teilweisen Verschließen wenigstens eines Strömungsweges eines durch das Ventil strömenden Fluids angeordnet ist, wobei das Ventil eine Eingangs- und eine Ausgangsseite besitzt.

Es ist bekannt, in Schwingungsdämpfern Ventile zu verwenden. Bei Zweirohrschwingungsdämpfern befindet sich üblicherweise am Boden des Arbeitszylinders ein Bodenventil, weiterhin kann der Kolben ein Kolbenventil aufweisen. Dabei handelt es sich um Druckventile.

Weiterhin ist es bspw. aus der DE 34 34 877 A1 bekannt, Zweirohrdämpfer mit einer verstellbaren Dämpfkraft zu versehen, indem eine Dämpfkrafterzeugungseinrichtung außerhalb des Zweirohrdämpfers mit dem Innenraum des Zweirohrdämpfers strömungsverbunden wird. An diesem Dämpfventil lässt sich der Widerstand auf das Fluid einstellen, wodurch die Dämpfkraft des Schwingungsdämpfers reguliert wird.

Um derartige Dämpfventile kostengünstiger herstellen zu können, ist es allerdings notwendig, den durch das Dämpfventil strömenden Volumenstrom zu begrenzen. Zwar sind bereits Stromventile bekannt, um den Durchfluss eines Fluids zu beeinflussen. Insbesondere gibt es hierbei Zwei-Wege-Stromregelventile, Drei-Wege-Stromregelventile oder auch Stromteilerventile. Bekannte Stromventile können aber nicht zur vorgesehenen Anwendung in einem Schwingungsdämpfer herangezogen werden, da sie entweder elektrisch betrieben sind oder aufgrund ihrer Funktionsweise keine rein volumendurchflussabhängige Regulierung zulassen.

Aus DE 102004054474 B3 ist ein Schwingungsdämpfer mit verstellbarer Dämpfkraft bekannt, bei dem einem verstellbaren Dämpfventil ein zusätzliches Dämpfventil vorgelagert ist. Dadurch können plötzlich auftretende Maximaldrücke beispielsweise auf

Grund des Befahrens eines Hindernisses abgefangen und vom verstellbaren Dämpfventil ferngehalten werden.

Ausgehend hiervon ist es Aufgabe der vorliegenden Anmeldung, ein Ventil für das kolbenstangenseitige Ende eines Schwingungsdämpfers anzugeben, das passiv, d.h. mechanisch oder hydraulisch, betreibbar ist und im Wesentlichen volumenstromabhängig und somit druckunabhängig reguliert ist, sodass eine mit dem Schwingungsdämpfer verbundene Vorrichtung wie ein Dämpfventil mit einem maximalem Volumenstrom betreibbar ist.

Zur Lösung dieser Aufgabe ist vorgesehen, dass die Druckbeaufschlagungsflächen des Ventilschiebers für einen Öffnungsdruck und einen Schließdruck im Wesentlichen gleichgroß sind und der Ventilschieber eine Drosselstelle besitzt, über die ein Druckunterschied zwischen Öffnungsdruck und Schließdruck erzeugbar ist.

Dabei bewegt der Öffnungsdruck den Ventilschieber aus der Normalposition in Richtung der Überlastposition, während der Schließdruck den Ventilschieber in die umgekehrte Richtung treibt. Der Öffnungsdruck beaufschlagt somit der Eingangsseite zugewandte Flächen und der Schließdruck der Ausgangsseite zugewandte Flächen. Mit der Eingangs- und der Ausgangsseite werden dabei die Bereiche innerhalb und außerhalb des Ventilschiebers bezeichnet, die oberhalb und unterhalb bzw. bei liegendem Einbau seitlich der Drosselstelle sind. Eingangsseitig liegen dabei diejenigen Bereiche, die nach einem Einbau des Ventils in einen Schwingungsdämpfer von der Drosselstelle aus gesehen kolbenzugewandt angeordnet sind und ausgangsseitig befinden sich diejenigen Bereiche, die dementsprechend kolbenabgewandt angeordnet sind. Dabei wird davon ausgegangen, dass sich der Schwingungsdämpfer in der Zugstufe befindet und dementsprechend das Fluid des Schwingungsdämpfers eine eindeutige Strömungsrichtung aufweist.

Die Druckbeaufschlagungsflächen ergeben sich dementsprechend als diejenigen Querschnittsflächen diametral der Drosselstelle, die sich als Projektion auf die Querschnittsfläche in Richtung der Längsachse bzw. der Bewegungsrichtung des Ventilschiebers ergeben. Die Druckbeaufschlagungsflächen müssen im Wesentlichen

gleich groß sein, d. h., dass die projizierten Flächen den gleichen oder einen lediglich gering differierenden Flächeninhalt aufweisen. Dies bedeutet insbesondere nicht, dass der Ventilschieber oberhalb und unterhalb bzw. zu beiden Seiten der Drosselstelle symmetrisch aufgebaut sein muss, vielmehr kann die Formgebung der Innenwände auf der Eingangsseite und auf der Ausgangsseite unterschiedlich sein. Weiterhin können die Druckbeaufschlagungsflächen jeweils mehrteilig aufgebaut sein. In axialer Richtung sind auch keine anderweitigen Symmetrien notwendig, bevorzugt ist der Ventilschieber rotationssymmetrisch ausgestaltet. Dadurch lässt sich eine gleichmäßige Druckverteilung und Druckbeaufschlagung erzielen.

Weiterhin ist bevorzugt vorgesehen, dass der Ventilschieber eine hohlzylindrische Grundform aufweist. Damit ist gemeint, dass sich durch den Ventilschieber ein Innenraum und ein Außenraum trennen lassen. Es ist nicht notwendig, dass die Form der Innenwand bzw. Wände oder der Außenwand irgendeine besondere Formgebung aufweist, insbesondere müssen die Wände nicht „glatt“ sein, sie können auch gestuft sein. Bevorzugt ist aber vorgesehen, dass zur Drosselstelle hin eine stetige Querschnittsverengung erfolgt, und zwar sowohl von der Eingangs- wie auch von der Ausgangsseite her, so dass keine Strömungsablösungen verursacht werden. Die Dicke der Wandung variiert somit in axialer Richtung.

Die Druckbeaufschlagungsflächen belegen vorzugsweise weniger als die Hälfte und mehr als ein Viertel der Gesamtquerschnittsfläche des Ventilschiebers. Besonders bevorzugt belegen die Druckbeaufschlagungsflächen mehr als ein Drittel und weiterhin besonders bevorzugt mehr als 40 Prozent der Gesamtquerschnittsfläche des Ventilschiebers.

Vorzugsweise ist das Ventil radial um die Kolbenstange herum angeordnet. Das Ende der Kolbenstangenführung, an dem das Ventil angeordnet ist, ist das dem rohrförmigen Teil des Schwingungsdämpfers zugewandte Ende. Mit anderen Worten das zum inneren Rohrelement hin zugewandte Ende.

Der Strömungsweg innerhalb des Ventils ist bevorzugt im Wesentlichen hohlzylindrisch ausgebildet. Die Drosselstelle als Verengung ändert zwar die Breite, die hohlzylindrische Form bleibt dabei aber bestehen.

Vorteilhafterweise kann vorgesehen sein, dass wenigstens ein Kanal den Innenraum des Ventils mit einem Zwischenraum verbindet, wodurch der Druck des Fluids auf Höhe des Kanals abgegriffen wird.

Die Druckverhältnisse bei strömendem Fluid sind dabei wie folgt: auf der Eingangsseite liegt auf der gesamten Fläche der Öffnungsdruck p_1 an. Zur Drosselstelle hin vergrößert sich der Durchmesser wodurch sich der Strömungsquerschnitt verringert, weswegen die Strömungsgeschwindigkeit zur Drosselstelle hin zunimmt, während der Druck abnimmt. Nach dem Passieren der Drosselstelle nimmt die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids dagegen wieder ab und der Druck steigt, bis das andere Ende des Ventilschiebers erreicht ist. Durch den Kanal wird Druck, der niedriger als der Öffnungsdruck p_1 ist, abgegriffen, womit der Zwischenraum innerhalb des Ventilschiebers ebenfalls dieses Druckniveau hat.

Vorzugsweise kann der Kanal den Innenraum des Ventils mit einem Ringraum innerhalb des Ventilschiebers, insbesondere einen eine Feder beherbergenden Ringraum, verbinden. Der Ringraum wird einerseits durch den Ventilschieber und andererseits durch das Ventilgehäuse eingeschlossen. Dadurch liegt um den Ventilschieber herum ein einheitliches Druckniveau an.

Mit besonderem Vorteil kann der wenigstens eine Kanal im Bereich der Drosselstelle angeordnet sein. Dann wird der Druck der Drosselstelle und damit der niedrigste Druck innerhalb des Ventilschiebers abgegriffen.

Mit besonderem Vorzug weist der Ventilschieber an der Eingangsseite einen umlaufenden Vorsprung auf, der den Ventilschieber in einem Gehäuse führt und einen Ringraum im Ventilschieber auf einer Seite begrenzt. Der Vorsprung verläuft also radial innerhalb des Ventilschiebers, auch ein Teil des Gehäuses ist innerhalb des Ventilschiebers angeordnet. In diesem Fall ist bevorzugt der Öffnungsquerschnitt des

Innenraums des Ventils auf der Eingangsseite größer als auf der Ausgangsseite. Diese Querschnittsdifferenz belegt im Wesentlichen der umlaufende Vorsprung. Dadurch wird die Druckbeaufschlagungsfläche für den Schließdruck zweigeteilt. Auf die unterschiedlichen Druckbeaufschlagungsflächen wirken dann auch unterschiedliche Drücke. Beide Drücke p_2 und p_6 , die als Schließdruck wirken, sind kleiner als der Öffnungsdruck p_1 , da dieser an der Stelle des größten Querschnitts und daher sowohl des größten Drucks wie auch der kleinsten Geschwindigkeit anliegt.

Auf diese Art und Weise kann der durch die Drosselstelle erzeugte Druckunterschied zwischen Öffnungsdruck und Schließdruck verstärkt werden und dadurch die Stabilität des Öffnungs- und Schließvorgangs verbessert werden.

Vorzugsweise ist die Querschnittsfläche des Kanals oder der Kanäle größer, insbesondere wenigstens 5 mal größer, bevorzugt wenigstens 10 mal größer, als die Leckagefläche, die zwischen dem umlaufenden Vorsprung des Ventilschiebers und dem Ventilgehäuse liegt. Die Leckagefläche lässt sich nicht vermeiden, eine geringe Toleranz im Formschluss ist immer gegeben. Durch den Flächenunterschied zwischen den Kanälen und der Leckage wird sichergestellt, dass im Ringraum der abgegriffene Innendruck des Ventils, insbesondere der Druck an der Drosselstelle, anliegt und nicht ein undefinierter Druck.

Der Schließdruck, also die Drücke, die den Ventilschieber in Normalposition bewegen, ist also bei strömendem Fluid immer kleiner als der Öffnungsdruck, die Druckbeaufschlagungsflächen sind aber gleich. Damit ist das Ventil volumenstromabhängig.

Der durch die Drosselstelle erzeugbare Druckunterschied zwischen Öffnungsdruck und Schließdruck entsteht selbstverständlich erst bei einem fließenden Fluid. Ohne Bewegung des Fluids existiert zwischen der Eingangsseite und der Ausgangsseite des Ventils keinerlei Druckunterschied.

Das Ventil weist bevorzugt eine einzige Drosselstelle zur Erzeugung eines Druckunterschieds zwischen Öffnungsdruck und Schließdruck auf. Diese Drosselstelle ist

daher bevorzugt im mittleren Bereich des Ventils angeordnet. Bevorzugt ist die Drosselstelle zwischen einem oberen Viertel und einem unteren Viertel des Ventilschiebers vorgesehen.

Mit besonderem Vorteil wird die Drosselstelle durch eine radial nach außen weisende Verdickung des Ventilschiebers gebildet. Die Außenwand des Ventilschiebers kann zur Drosselstelle hin gleichmäßig oder in Stufen dicker werden.

Vorteilhafter Weise kann der Ventilschieber durch einen Kraftspeicher, insbesondere eine Feder, vorgespannt sein. Der Ventilschieber des volumenstromabhängig geregelten Ventils ist im Ventilgehäuse verschiebbar. Damit der Ventilschieber eine feststehende Ausgangsposition aufweist, d.h. dass der Ventilschieber bei Inbetriebnahme immer in einer definierten Position aufzufinden ist, muss der Ventilschieber eine Vorzugsposition aufweisen. Diese Vorzugsposition kann durch den Kraftspeicher vorgegeben werden. Die durch den Kraftspeicher ausgeübte Kraft ist wenigstens so groß, dass sie ausreicht, den Ventilschieber gegen Reibung und je nach Einbaulage auch gegen die eigene Gewichtskraft in der Vorzugsposition zu fixieren. Mittels der Vorspannkraft des Kraftspeichers kann auch beeinflusst werden, wie groß der Volumenstrom sein muss, um den Ventilschieber aus der Normalbetriebsposition zu bewegen. Bevorzugt stützt sich der Kraftspeicher dabei gegen das Ventilgehäuse ab. Das Ventilgehäuse kann ein- oder zweiteilig oder aus noch mehr Teilen ausgeführt sein. Die Feder wird dabei zwischen dem Ventilschieber und demjenigen Gehäuseteil des Ventilgehäuses vorgespannt, die von der Vorzugsposition abgewandt ist, sofern es sich um eine Druckfeder handelt oder auf der Seite der Vorzugsposition, wenn eine Zugfeder verwendet wird. Diese Überlegungen gelten selbstverständlich auch für andere Arten von Kraftspeichern. Entscheidend ist, ob der Kraftspeicher eine ziehende oder drückende Kraftwirkung entfaltet.

Vorteilhafterweise können die Kolbenstangenführung und/oder das innere Rohrelement einen Teil des Ventilgehäuses bilden oder einen Teil des Ventilgehäuses abstützen.

Die Vorzugsposition des Ventilschiebers ist dabei die Normalbetriebsposition des Ventils. Da sich der Öffnungsdruck und der Schließdruck auf die druckbeaufschlagten Flächen im Normalbetrieb, d.h. in Normalbetriebsposition des Ventilschiebers, im Wesentlichen kompensieren, verbleibt der Ventilschieber in der Vorzugsposition bis der Volumenstrom durch den Ventilschieber einen Schwellwert überschreitet, wodurch der Differenzdruck zwischen der Eingangsseite und der Ausgangsseite und gegebenenfalls Eingangsseite und Ringraum den Ventilschieber aus der Normalbetriebsposition schiebt und in Richtung der Überlastposition bewegt. Der Ventilschieber ist dabei grundsätzlich beliebig zwischen der Normalbetriebsposition und der Überlastposition verschiebbar.

Vorteilhafterweise ist die Drosselstelle als kreisförmige Verengung ausgebildet. Dementsprechend erweiter sich der Außendurchmesser des Ventilschiebers in einer bestimmten axialen Bauhöhe, wobei dieser erweiterte Außendurchmesser aus einem vorgegeben, zusammenhängenden Abschnitt besteht. Grundsätzlich kann die Erweiterung stufenförmig ausgebildet sein, bevorzugt ist jedoch, dass der Ventilschieber auf der Eingangsseite auf die Drosselstelle hin konisch auslaufend ausgebildet ist. Nach der Drosselstelle ist bevorzugt vorgesehen, dass der Außendurchmesser ebenfalls gleichförmig abnimmt.

Dabei ist anzumerken, dass die Drosselstelle nicht als Verengung ausgebildet sein muss. Die Drosselstelle kann beispielsweise auch dadurch realisiert werden, dass sich im Ventil eine Platte mit Bohrungen befindet. Diese Variante hat allerdings den Nachteil, dass der Volumenstrom bei jedwedem Volumen im Fluss behindert ist und die Herstellung aufwendiger ist, als bei der zuerst beschriebenen Ausgestaltung.

Vorzugsweise kann der Ventilschieber an der Ausgangsseite in einer ersten Betriebsposition, insbesondere einer Normalbetriebsposition, einen größeren Durchlassquerschnitt und in einer zweiten Betriebsposition, insbesondere einer Überlastposition, einen kleineren Durchlassquerschnitt aufweisen. Auf dieser Art und Weise lässt sich der Strömungswiderstand des Fluids regulieren. Bei einem größeren Durchlassquerschnitt sieht das Fluid einen kleineren Widerstand und kann dadurch

ungestört fließen. Durch die Verkleinerung des Durchlassquerschnitts in der Überlastposition vergrößert sich der Fließwiderstand.

Vorzugsweise kann die Wandung des Ventilschiebers auf der Ausgangsseite wenigstens eine Ausnehmung aufweisen. Durch diese Ausnehmung, die durch die ganze Wand hindurch geht, wird gewährleistet, dass auch in Überlastposition immer eine Öffnung frei gegeben bleibt, durch die das Fluid fließen kann. Dadurch wird erreicht, dass immer wenigstens ein in Abhängigkeit von der Größe der Ausnehmung festgelegter Volumenstrom zum Dämpfventil durchgelassen wird. Die Ausnehmung kann dabei wie eine Art Kerbe oder Schlitz an der Unterseite der Wand des Ventilschiebers vorgesehen werden, sie kann aber auch wie eine Art Fenster in die Wand des Ventilschiebers eingebracht werden, sodass der Ventilschieber am unteren Rand geschlossen ist. Die endgültige Position der Ausnehmung hängt unter anderem davon ab, wie der Strömungsweg des Fluids liegt.

Vorteilhafter Weise weist der Ventilschieber wenigstens zwei Ausnehmungen auf, wobei diese symmetrisch angeordnet sind. Bei einer symmetrischen Anordnung der Ausnehmungen ist der Ventilschieber und damit das Ventil druckausgeglichener als bei einer asymmetrischen Anordnung, weswegen eine symmetrische Anordnung bevorzugt wird. In Abhängigkeit der Größe und Anordnung der Ausnehmungen ist eine Anzahl von sechs bis acht Ausnehmungen besonders vorteilhaft.

Alternativ kann die beschriebene Verbreiterung des Ventilschiebers an der Drosselstelle verwendet werden, um den Volumenstrom im Hauptströmungsweg zu begrenzen. Demnach bewirkt eine Verschiebung des Ventilschiebers eine Querschnittsverengung des Strömungsweges. Dafür ist bevorzugt ein Vorsprung innerhalb des Ventilgehäuses bzw. innerhalb des Strömungsweges vorgesehen.

Bevorzugt kann der Ventilschieber wenigstens einen Anschlag aufweisen, der die Relativbewegung zum Ventilgehäuse begrenzt. Dann ist es unabhängig vom Vorhandensein von Ausnehmungen an der Ausgangsseite möglich, in Überlastposition auf der Ausgangsseite immer eine Öffnung für das Fluid zu lassen. Es kann auch der

gesamte Öffnungsquerschnitt auf der Ausgangsseite unabhängig von der Position des Ventilschiebers erhalten bleiben.

Vorzugsweise kann als ein Strömungsweg ein durch den Ventilschieber verschließbarer Hauptströmungsweg mit der Ausgangsseite des Ventils strömungsverbunden sein. Als Hauptströmungsweg wird also derjenige Weg angesehen, der auf das Ventil bzw. den Ventilschieber ausgangsseitig folgt. Dadurch ergibt sich die weiter oben beschriebene Vorzugsstellung für den Ventilschieber und damit auch die Normalbetriebsposition als eine von der Ausgangsseite abgewandte Positionierung des Ventilschiebers, dementsprechend ist ein Kraftspeicher zum Vorspannen des Ventilschiebers zwischen einen eingangsseitigen Abschnitt des Ventilschiebers und einem ausgangsseitigen Abschnitt des Ventilgehäuses abzustützen, sofern es sich um ein druckerzeugenden Kraftspeicher handelt. Bei einem zugerzeugenden Kraftspeicher wie einer Zugfeder wäre dieser dagegen zwischen einem ausgangsseitigen Abschnitt des Ventilschiebers und einem ausgangsseitigen Abschnitt des Ventilgehäuses anzuordnen.

Bevorzugt kann der Hauptströmungsweg zumindest abschnittsweise durch das innere Rohrelement und das mittlere Rohrelement führen. Unabhängig von dieser Ausgestaltung kann der Hauptströmungsweg teilweise zwischen Ventilschieber und Ventilgehäuse liegen.

Vorteilhafter Weise kann als ein Strömungsweg ein durch den Ventilschieber verschließbarer Bypassweg in der Eingangsseite des Ventils strömungsverbunden sein. Statt eines Bypassweges könnte beispielsweise auch ein Druckbegrenzungsventil im Kolben vorgesehen werden, so dass bei einem Ventil in Überlastposition und dadurch ansteigenden Druck das Fluid durch den Kolben geleitet wird. Ein Druckbegrenzungsventil im Kolben setzt aber voraus, dass ein größerer Druck aufgebaut werden kann. Da der vorhandene Druck und der Volumenstrom miteinander gekoppelt sind, ist der durch die Dämpfkrafterzeugungseinrichtung somit über den Volumenstrom vorgegebene Wert so klein, dass das Druckbegrenzungsventil schon in

einem Druckbereich wirken muss, bei dem es eigentlich noch nicht wirken soll. Der Bypassweg bietet damit die Vorteile, dass zum Einen der Kolben vereinfacht aufgebaut sein kann, zum anderen wird es so möglich, lediglich den überschüssigen Teil des Volumenstroms abzuzweigen, ohne dass oberhalb des Ventils Änderungen stattfinden müssen.

Vorteilhafterweise kann der Bypassweg zumindest abschnittsweise durch das mittlere Rohrelement und das äußere Rohrelement führen. Unabhängig von dieser Ausgestaltung kann der Bypassweg teilweise innerhalb des Ventilschiebers und/oder Ventilgehäuses führen. Der Bypassweg liegt dann zwischen Ventilschieber und Kolbenstangenführung und/oder Ventilgehäuse und Kolbenstangenführung. Der hier mitverwendete Teil der Kolbenstangenführung ist ein Zuganschlaggehäuse.

Insbesondere kann der Ventilschieber auch derart verschiebbar sein, dass er in Abhängigkeit des durch ihn fließenden Volumenstroms lediglich den Bypassweg öffnet und schließt und dabei den Hauptströmungsweg unverändert lässt. Dafür kann der Ventilschieber sich in der Überlastposition an der Ausgangsseite an einem Anschlag abstützen, wobei der Durchlassquerschnitt des Hauptströmungswegs nicht oder im Wesentlichen nicht verkleinert wird. Dies wird auch erreicht, wenn sich der Ventilschieber mit Füßen auf dem Boden des Hauptströmungswegs abstützt, sofern deren Querschnitt den Durchlassquerschnitt nur vernachlässigbar verringert.

Vorzugsweise kann der Ventilschieber wenigstens eine Führung aufweisen. Die Führung kann beispielsweise als eine Art Innenring auf der Innenseite des Ventilschiebers ausgestaltet sein. Die Führung ist vorzugsweise auf der Eingangsseite des Ventilschiebers positioniert. In diesem Fall hat der Ventilschieber eine einzige Führung. Jedoch ist es selbstverständlich möglich, als Führung beispielsweise auch mehrere Vorsprünge vorzusehen, die in Führungsnuten geführt sind. Über der Führung ist ein Raum vorzusehen, da die Führung beim Bewegen des Ventilschiebers von der Normalbetriebsposition in die Überlastposition und zurück gehoben und gesenkt wird und hierfür ein entsprechender Bewegungsraum vorzusehen ist. An diesem Raum kann sich beispielsweise auch der Raum zur Beherrbergung des Kraftspeichers anschließen, sofern die Normalbetriebsposition zur Eingangsseite hin liegt und der Kraftspeicher eine Druckfeder ist.

Vorteilhafterweise kann im Bypassweg ein Druckbegrenzungsventil angeordnet sein. Dieses ist vorzugsweise als in Schließrichtung vorgespanntes Rückschlagsventil ausgebildet. Somit weist auch der Bypassweg einen gewissen Strömungswiderstand auf, sodass auch bei Verfahren des Ventilschiebers in Überlastposition nicht das gesamte Fluidvolumen über den Bypassweg abfließt und nur noch ein verschwindend geringer Teil auf dem Hauptströmungsweg verbleibt. Vielmehr fließt weiterhin ein konstantes und maximal gewünschtes Volumen bzw. ein maximaler Volumenstrom durch die Ausnehmungen an der Ausgangsseite des Ventilschiebers. Bei dieser Ausgestaltung ist das Ventil ein Sitzventil mit nachgeschaltetem Ventil im Bypassweg.

Vorzugsweise kann der Schwingungsdämpfer drei ineinander angeordnete Rohrelemente aufweisen, wobei im innersten Rohrelement ein verschiebbarer Kolben angeordnet ist, das Ventil in oder am innersten Rohrelement angeordnet ist und das mittlere Rohrelement einen Hauptströmungsweg und einen Bypassweg voneinander trennt, die mit dem Innenraum des innersten Rohrelements strömungsverbunden sind. Das bereits ausführlich beschriebene Ventil ist zwar, wie eingangs erläutert wurde, in einem Schwingungsdämpfer vorgesehen, dessen konkrete Ausgestaltung ist jedoch zunächst unabhängig von der Ausgestaltung des Ventils. Zu einem konstruktiven Aufbau des Schwingungsdämpfers gelangt man, indem man diesen aus drei coaxial zueinander angeordneten Rohrelementen aufbaut. Der Aufbau ähnelt dabei einem Zweirohrdämpfer mit Zwischenrohr, jedoch ist beim vorliegenden Schwingungsdämpfer im Außenraum keinerlei Gas, womit dieser Raum keinen Ausgleichsraum darstellt. Weiterhin sind bevorzugt das mittlere und das äußere Volumen mit dem Arbeitsraum, dem Raum im inneren Rohrelement, verbunden, sodass das sowohl auf dem Hauptströmungsweg wie auch auf dem Bypassweg strömende Fluid wieder in den Arbeitsraum, und zwar oberhalb des Kolbens, rückführbar ist.

Der Ausgleichsraum kann seitlich oder unterhalb der Rohrelemente angeordnet werden, er kann aber auch Teil der drei Rohrelemente sein.

Vorzugsweise kann im Hauptströmungsweg eine Dämpfkrafterzeugungseinrichtung angeordnet sein. Diese ist, wie oben beschrieben, vor zu großen Volumenströmen zu schützen, was mittels des Ventils erreicht wird.

Daneben betrifft die Erfindung auch ein Kraftfahrzeug umfassend einen Schwingungsdämpfer wie beschrieben.

Weitere Ausgestaltung, Einzelheiten und Merkmale ergeben sich aus den im Folgenden beschriebenen Ausführungsbeispielen und Figuren. Dabei zeigen:

Figur 1 einen Schwingungsdämpfer in einer ersten Ausgestaltung,

Figur 2 einen Ventilschieber,

Figur 3 einen Bemaßungsplan eines Ventilschiebers,

Figur 4 einen Schwingungsdämpfer in einer zweiten Ausgestaltung,

Figur 5 einen Schwingungsdämpfer in einer dritten Ausgestaltung, und

Figur 6 einen hydraulischen Schaltplan.

Figur 1 zeigt einen Abschnitt eines Schwingungsdämpfers 1 mit einem inneren Rohrelement 2, einem äußeren Rohrelement 3, einen zwischen den inneren Rohrelement 2 und dem äußeren Rohrelement 3 angeordneten mittleren Rohrelement 4 und einem Ventil 5. Das innere Rohrelement 2, das mittlere Rohrelement 4 und das äußere Rohrelement 3 sind in Figur 1 der Übersichtlichkeit halber nur auf einer Seite und in den folgenden Figuren gar nicht dargestellt. Zwischen dem mittleren Rohrelement 4 und dem äußeren Rohrelement 3 befindet sich ein Bypassweg 6 und zwischen dem inneren Rohrelement 2 und dem mittleren Rohrelement 4 ein Hauptströmungsweg 7. Im Hauptströmungsweg 7 befindet sich ein als Dämpfkrafterzeugungseinrichtung z.B. ein Dämpferventil 8, das vor zu großen Volumenströmen zu schützen ist und am kolbenstangenabgewandten Ende des Schwingungsdämp-

fers angeordnet ist. Im inneren Rohrelement 2 ist ein Kolben 9 vorgesehen, der entweder als reiner Verdränger arbeitet oder der ein Druckventil aufweist, das bei sehr hohen Drücken öffnet. Das Ventil 5 besteht im Wesentlichen aus einem Ventilschieber 10, einem Ventilgehäuse 12 bestehend aus den Gehäuseteilen 14 und 16 und einer Feder 18.,. Zwischen dem Außenraum 23 des Ventilschiebers 10 und einem Innenraum 25 sind zwei Kanäle 21 vorhanden.

Die Kolbenstangenführung 20 ist an und für sich bekannt, lediglich der Zuganschlag 22 ist dahingehend nach innen gezogen, dass er das Ventil 5 abstützen kann.

Figur 2 zeigt den Ventilschieber 10 detaillierter. Der Ventilschieber 10 hat eine kolbenseitige Eingangsseite 24 und eine kolbenabgewandte Ausgangsseite 26. Die Angaben „kolbenseitig“ und „kolbenabgewandt“ beziehen sich dabei auf das Ventil 5 im eingebauten Zustand in einem Schwingungsdämpfer 1. Der Ventilschieber 10 wird im Folgenden von der Eingangsseite 24 her zur Ausgangsseite 26 hin beschrieben. Die Unterseite des Ventilschiebers 10 wird durch die Oberfläche 28 gebildet. Die Oberfläche 28 befindet sich auf einem schmalen ringförmigen Vorsprung, der in den umlaufenden Vorsprung 54 übergeht. Die Oberfläche 28 ist dabei die Ventilfläche des als Sitzventil ausgebildeten Ventils 5, der die am Zuganschlag 22 ausgebildete Ventilfläche 29 gegenüberliegt. Nach innen hin bildet die Oberflächen 30 und 32 einen konisch zulaufenden Trichter, der in die Seitenfläche 34 mündet. Auf die parallel zur Innenseite 36 gelegenen Seitenfläche 34 folgt die Oberfläche 38. Die Oberfläche 38 weist im Hinblick auf die Seitenfläche 34 die gleiche oder eine ähnliche Steigung auf wie die Oberfläche 32. D. h., dass sich der Innendurchmesser nach der Drosselstelle 40 auf der Ausgangsseite 26 so verbreitert wird wie er sich auf der Eingangsseite 24 vor der Drosselstelle 40 verringert. Diese stetige Verengung und Verbreiterung soll Strömungsablösungen vermeiden.

Aufgrund der Form des Ventilschiebers 10 umfasst der Innenraum 25 einen Teil des Raumes radial innerhalb des Ventilschiebers 10. Mit der Eingangsseite 24 und der Ausgangsseite 26 steht der Außenraum 23 sowieso in Kontakt, weshalb ein Kanal zur Verbindung dieser Räume nicht sinnvoll ist.

Im Bereich der Drosselstelle 40 gehen zwei Kanäle 21 radial ab. Diese sind als Durchgangsöffnungen ausgestaltet und verbinden den Außenraum 23 des Ventilschiebers mit dem Innenraum 25, hier mit dem Raum, der die Feder 18 aufnimmt. Statt zweier können auch ein oder drei oder mehr Kanäle 21 vorgesehen sein. Diese sind vorzugsweise in Umfangsrichtung symmetrisch verteilt. Diese Anzahl und Symmetrie der Kanäle 21 ist nicht auf die beschriebene Ausführungsform beschränkt sondern gilt allgemein. Die Kanäle müssen nicht senkrecht durch die Wand des Ventilschiebers führen, dies ist aber eine bevorzugte Ausgestaltung.

Um das Ventil 5 druckausgeglichen zu gestalten sind im Figur 2 folgende Eigenschaften dargestellt:

Die Innenkante 46 auf der Eingangsseite 24 des Ventilschiebers 10 liegt in einer (Längs-)Ebene mit der Innenseite 48. Dies ist die gleiche Ebene, in der der Vorsprung 54 nach Innen abschließt. Dadurch sind die durch den Öffnungsdruck p_1 und die Schließdrücke p_2 sowie p_6 beaufschlagten Flächen gleich groß (siehe Figur 5), wobei die Druckbeaufschlagungsflächen durch eine Projektion des Querschnitts auf eine Ebene senkrecht zur Längsachse bzw. zur Bewegungsrichtung des Ventilschiebers 10 ermittelbar sind. Anders ausgedrückt bedeutet dies, dass solange der Innen- und Außendurchmesser der Druckbeaufschlagungsflächen gleich groß sind, diese bei gleichen Öffnungsdruck p_1 und Schließdruck p_2 bzw. p_6 gleich beaufschlagt sind, unabhängig von der Steigung der Oberflächen 30, 32, und 38. Eine Druckdifferenz wird bei dieser Ausgestaltung des Ventilschiebers 10 aber durch den Ventilschieber 10 fließenden Volumenstrom hergestellt. Dies ergibt sich wie folgt:

Die resultierende Kraft auf den Schieber F ergibt sich als Differenz des Öffnungsdrucks p_1 und der Schließdrücke p_2 und p_6 , wobei diese jeweils mit der druckbeaufschlagten Fläche zu multiplizieren sind. Die Druckbeaufschlagungsfläche a_1 für den Öffnungsdruck p_1 lässt sich dabei mittels der Durchmesser des Ventilschiebers 10 einerseits auf Höhe der Oberfläche 28 an der Innenkante 46 (Durchmesser d_{sf}) und auf Höhe der Seitenfläche 34 (Durchmesser d_{si}) ermitteln. Anders ausgedrückt sind die Durchmesser an der Ventilfläche, hier der Innendurchmesser der Oberfläche 28 und an der Drosselstelle 40 zur Berechnung der Fläche a_1 zu verwenden. Die Fläche

a_1 ergibt sich somit durch einfache geometrische Kreisberechnungen als Differenz eines großflächigeren Kreises auf Höhe der Oberfläche 28 und eines kleineren Kreises auf Höhe der Seitenfläche 34. Bei der Berechnung der Druckbeaufschlagungsfläche a_2 des Schließdrucks p_2 werden grundsätzlich gleich große Durchmesser benutzt, weshalb die Flächen a_1 und a_2 gleich groß sind. Dies ergibt sich folgendermaßen: Zur Berechnung der druckbeaufschlagten Fläche a_2 beim Schließdruck p_2 und p_6 wird einerseits wie beim Öffnungsdruck p_1 der Durchmesser d_{s1} an der Drosselstelle 40 und andererseits der durch die Außenseite 48 vorgegebene Durchmesser verwendet. Die druckbeaufschlagte Fläche a_2 für den Schließdruck ergibt sich nämlich durch den Druck auf die Oberfläche 38 wie auch auf die Oberfläche 50. Die Fläche a_2 setzt sich also aus den Flächen a_{21} und a_{22} zusammen. Diese Ringflächen gehen nahtlos ineinander über, da sie als Übergangsstelle die Innenseite 36 haben. Damit fließen in die Berechnung der Druckbeaufschlagungsfläche a_2 aber genau gleich große Durchmesser ein wie zur Berechnung der Druckbeaufschlagungsfläche a_1 . Eine Druckdifferenz ergibt sich daher nur auf Grund des Volumenstroms des sich bewegenden Fluids, diese hängt vom Durchmesser bzw. der Querschnittsfläche a_4 der Drosselstelle 40 ab.

Die Drosselstelle 40 bewirkt dabei doppelt eine Druckdifferenz. Einerseits bewirkt sie einen Druckabfall, wobei der dort abgegriffene Druck p_5 als Druck p_6 auf die Oberfläche 50 einen Teil der Druckbeaufschlagungsfläche a_2 beaufschlagt. Weiterhin verringert sich der Außendurchmesser des Ventilschiebers 10 nicht mehr auf die anfängliche Größe, weshalb der Druck p_2 immer kleiner ist als der Öffnungsdruck p_1 . Zusätzlich dissipiert ein Teil der Bewegungsenergie des strömenden Fluids aufgrund der Drosselstelle 40 in Wärme, wodurch ebenfalls ein Druckabfall zwischen dem Öffnungsdruck p_1 und dem Druck p_2 entsteht. Diese drei Wirkmechanismen zur Erzeugung einer Druckdifferenz zwischen dem Öffnungsdruck p_1 und den Schließdrücken p_2 und p_6 addieren sich vorteilhaft.

Auch bei geringer Wärmedissipation ergibt sich so immer eine Differenz zwischen Öffnungsdruck p_1 und dem Schließdruck p_6 . Selbst wenn man davon ausgeht, dass der Schließdruck p_2 und der Öffnungsdruck p_1 , die auf die Fläche a_{21} und den entsprechenden Anteil der Fläche a_1 wirken, auch bei einem strömendem Fluid gleich

groß sind, so verbleibt die Differenz der Drücke p_6 und p_1 auf die Fläche a_{22} und den entsprechenden Anteil von a_1 . Alleine diese Differenz ist ausreichen, um das Ventil 5 rein volumenstromabhängig zu regeln.

Der Durchmesser d_{ka} der Kanäle 21 ist so bemessen, dass der auf die Oberfläche 50 wirkende Druck p_6 ganz oder zumindest im Wesentlichen dem Druck p_5 an der Drosselstelle 40 entspricht. Dazu muss die Querschnittsfläche aller Kanäle 21 ein Vielfaches der Leckagefläche zwischen der Zuganschlaggehäuse und dem Gehäuseeteil 16 betragen. Insbesondere ist die Querschnittsfläche der Kanäle 21 fünfmal, bevorzugt zehnmal und besonders bevorzugt fünfzehn mal so groß wie die Leckagefläche des Innenraums 25 im Ventilschieber 10. Der Durchmesser d_{ka} der Kanäle 21 beträgt insbesondere zwischen einem und fünf Millimeter, bevorzugt zwischen zwei und vier Millimeter und besonders bevorzugt zwischen 2.5 und drei Millimeter. Dies gilt für alle Ausgestaltungen und unabhängig von anderen Merkmalen insbesondere des Ventilschiebers, des Ventilgehäuses und des Ventils.

Auf der Ausgangsseite 26 weist der Ventilschieber 10 mehrere Ausnehmungen auf. Diese können, Durchgänge von der Unterseite des Ventilschiebers 10 her sein, diese können aber auch wie eine Art Fenster mit etwas Abstand zur Unterseite hin angeordnet sein, sodass der Ventilschieber 10 auf der Unterseite geschlossen ist. Die Ausnehmungen durchgreifen selbstverständlich die Wand des Ventilschiebers durchgehend, sodass auch in Überlastposition immer ein minimaler Volumenfluss vorhanden ist. In Figur 1 wie auch in Figur 2 ist der Ventilschieber 10 in Normalbetriebsposition angeordnet, wobei sich diese Vorzugsposition aufgrund der Vorspannung durch die Feder 18 ergibt. Die Normalbetriebsposition ist bei der Ausführungsform gemäß Figuren 1 und 2 dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilfläche, also die Oberfläche 28, gegen die gegenüberliegende Fläche, nämlich die Ventilsitzfläche 29, gedrückt ist. In dieser Position ist der Bypassweg 6 verschlossen.

Auf der Eingangsseite 24 besitzt der Ventilschieber 10 einen ringförmigen Vorsprung 54. Über diesem befindet sich auch ohne Anordnung der Feder 18 immer ein gewisser Hohlraum, der sich aus dem Hubweg des Vorsprungs 54 bei Bewegung des Ventilschiebers 10 ergibt. Bei Anordnung der Feder 18 zwischen Vorsprung 54 und Ven-

tilgehäuse 16 ist dieser Hohlraum auf der Innenseite 36 des Ventilschiebers 10 größer.

Unterhalb der elastisch verformbaren Scheibe 58 ist ein Ölreservoir 68 vorhanden.

Figur 3 zeigt zur Verdeutlichung der in Bezug auf Figur 2 genannten Bemaßungsgrößen diese getrennt von Figur 2 aus Gründen der Übersichtlichkeit. Dabei sind dargestellte Durchmesser mit Bezugszeichen geführt, die mit einem „d“ beginnen, während Flächenbezeichnungen mit einem „a“ dargestellt sind. Selbstverständlich sind die senkrecht zur Bildebene verlaufenden Flächen nicht als solche darstellbar. Es sind folgende Größen dargestellt:

di Innendurchmesser Ringraum
 drr Außendurchmesser Ringraum

Der Schwingungsdämpfer 1, in den das Ventil 5 einbaubar ist, gibt einen Innenrohrdurchmesser din vor. Der nächste dargestellte Durchmesser ist der Durchmesser dk entlang der Kante 46. Weiterhin sind der Durchmesser dd an der Drosselstelle 40, der Durchmesser drr des Ringraumes und der Innendurchmesser di des Ringraumes dargestellt. Über diese ist sowohl die Druckbeaufschlagungsfläche a1 wie auch die Druckbeaufschlagungsfläche a2 ermittelbar:

$$a1 = \pi \cdot \left(\frac{dd}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{dk}{2}\right)^2$$

$$a2 = \pi \cdot \left(\frac{dd}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{di}{2}\right)^2$$

$$a4 = \pi \cdot \left(\frac{din}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{dd}{2}\right)^2$$

Es sei darauf hingewiesen, dass der erste Teil der Formeln zur Berechnung von a1 und a2 deshalb übereinstimmen, weil der Durchmesser dk entlang der Innenkante der Oberfläche 28 zur Berechnung von a1 und der Durchmesser di an der Oberfläche 50 zur Berechnung von a2 aufgrund der konstruktiven Ausgestaltung des Ventilschiebers 10 gleich sind.

Dabei setzt sich die Druckbeaufschlagungsfläche a2 aus den Teilflächen a21 und a22 zusammen. Diese ergeben sich unter Verwendung des Durchmessers drr zu:

$$a21 = \pi \cdot \left(\frac{dd}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{drr}{2}\right)^2 \text{ und}$$

$$a22 = \pi \cdot \left(\frac{drr}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{di}{2}\right)^2.$$

Leicht ersichtlich addieren sich die Druckbeaufschlagungsflächen a21 und a22 zu a2. Analog kann man gedanklich die Druckbeaufschlagungsfläche a1 in entsprechende Druckbeaufschlagungsflächen a11 und a12 aufteilen. Die Formeln entsprechen denen zu a21 und a22. Dann kann man die Erzeugung eines Druckunterschiedes zwischen Öffnungs- und Schließdruck auch folgendermaßen darstellen:

Auf die Druckbeaufschlagungsfläche a22 wirkt der Schließdruck p6, auf die Druckbeaufschlagungsfläche a12 wirkt der Schließdruck p1. Bei strömendem Fluid ist der Druck im Ventilschieber an der Drosselstelle 40 am kleinsten, je schneller das Fluid strömt, umso größer ist die Druckdifferenz. Dies ist als Venturi-Effekt bekannt und ist mit dem Gesetz von Bernoulli berechenbar. Bei Überschreiten eines Schwellenwertes wird die Vorspannkraft der Feder 18 überwunden und der Bypassweg 6 wird geöffnet.

Zusätzlich kann durch die Drosselstelle 40 eine Druckdifferenz zwischen der Eingangsseite 24 und der Ausgangsseite 26 entstehen. Diese Differenz zwischen den Drücken p1 und p2 wirkt auf die Druckbeaufschlagungsflächen a11 und a21 und verstärkt die auf den Ventilschieber wirkende Kraft.

In Figur 4 sind weiterhin, der Abstand h_b der Oberfläche 28 zur Ventilsitzfläche 29 sowie der Abstand h_d von der Oberseite des Ventilschiebers 10 zur Decke des Hauptströmungsweges 7 dargestellt. Der Abstand h_b stellt dabei die Höhe der Öffnung des Bypassweges 6 dar und der Abstand h_d die Höhe der Austrittsfläche a_{31} .

Die Austrittsfläche a_{31} ist eine Ringfläche, die sich als Produkt eines Umfangs und einer Höhe ergibt. Der Umfang hängt vom durch die Innenkante definierten Durchmesser d_{rr} ab, die Höhe ist wie beschrieben der Abstand h_d von der Oberfläche 52 zum Boden des Hauptströmungsweges 7. In Überlastposition ist der Abstand h_d gleich Null, in Normalbetriebsposition erreicht er seinen maximalen Wert. Dementsprechend kann auch die Austrittsfläche a_{31} von Null bis zu einem maximalen Wert variieren:

$$a_{31} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_{rr}}{2} \cdot h_d.$$

Die Austrittsfläche a_{32} bezeichnet die durch alle Ausnehmungen definierte Fläche. Die Austrittsfläche a_{32} ist diejenige Fläche im Hauptströmungsweg 7, die zur Herstellung eines Mindestdurchflusses immer offen ist. Die Gesamtquerschnittsfläche a_3 ergibt sich als Summe der Flächen a_{31} und a_{32} .

Auch die Austrittsfläche a_5 des Bypassweges 6 ist eine Ringfläche. Der dementsprechend zu ermittelnde Umfang ergibt sich aus dem Innendurchmesser d_k und die Höhe aus dem Abstand h_b :

$$a_5 = 2 \cdot \pi \cdot \frac{d_k}{2} \cdot h_b.$$

Der Abstand h_b kann wie der Abstand h_d von Null bis zu einem maximalen Wert variieren, wobei selbstverständlich der Abstand h_b vom Wert her kleiner wird wenn der Abstand h_b größer wird. Es gilt:

$$hb + hd = \text{const.}$$

Dies gilt selbstverständlich nur, wenn vorgesehen ist, den Durchlassquerschnitt an der Ausgangsseite 26 zu variieren. Bei einer Ausgestaltung, bei der nur der Bypassweg 6 geöffnet und geschlossen wird und der Durchlassquerschnitt des Hauptströmungsweges 7 konstant bleibt gilt dagegen, dass die Gesamtquerschnittsfläche a_3 konstant ist, diese muss dann auch nicht aus mehreren Flächen aufgebaut sein.

Figur 4 zeigt eine weitere Ausführungsform des Ventils 5. Der Ventilschieber 10 ist abgesehen von den Proportionen, d.h. den Durchmessern im Vergleich zu axialen Länge, so wie in den Figuren 1 bis 3 aufgebaut. Der wesentliche Unterschied ist das Druckbegrenzungsventil 20 im Bypassweg 6. Das Druckbegrenzungsventil 20 ist als in Schließrichtung vorgespanntes Rückschlagventil ausgebildet. Es umfasst mindestens eine elastisch verformbare Scheibe, zwei Ringe sowie ein Scheibenpaket 64. Ein Ring ist auf der elastisch verformbaren Scheibe abgestützt, das Scheibenpaket 64 ist zwischen den Ringen fixiert. Auf diese Art und Weise wird verhindert, dass durch Öffnen des Bypassweges 6 der Druck am Dämpfventil 8 im Hauptströmungsweg 7 nicht abrupt abfällt.

Die Querschnittsfläche a_6 des Druckbegrenzungsventils 20 ist wie die Austrittsflächen a_{31} und a_5 eine Ringfläche. Die Höhe entspricht der Höhe des durch das Scheibenpaket 64 freigegebenen Spalts, die somit zwischen Null und einem Maximalwert variabel ist. Der Umfang zur Berechnung der Querschnittsfläche a_6 ist über den Auflagepunkt vorgegeben. Der Auflagepunkt ist selbstverständlich nur im Querschnitt ein Punkt, in der Realität handelt es sich um einen Auflagekreis.

Figur 5 zeigt eine weitere Ausführungsform des Schwingungsdämpfers 1. Bei diesem wirkt der Ventilschieber 10 derart mit einem Vorsprung 58 zusammen, dass sich eine Verschiebung des Ventilschiebers 10 eine Verengung der Querschnittsfläche des Hauptströmungsweges 7 und damit eine Begrenzung des Volumendurchflusses ergibt. Hierzu ist der Ventilschieber an der Drosselstelle 40 mit einem größeren Außendurchmesser versehen als auf der Ausgangsseite 24. Der Durchmesser wird ins-

besondere in einem Übergangsbereich 60 verjüngt. Dieser Übergangsbereich wird bei Bewegung des Ventilschiebers 10 in die Überlastposition in Richtung des Vorsprungs 58 geschoben und so der Durchmesser des Hauptströmungsweges verringert.

Figur 6 zeigt ein hydraulisches Schaltbild des Ventils gemäß Figur 1. Dabei entsprechen die eingezeichneten Größen denjenigen Größen, die in der bisherigen Figurenbeschreibung verwendet wurden. Auf der Eingangsseite 24 des Ventils 5 fällt auf Grund einer Kolbenbewegung ein Gesamtvolumenstrom Q_{ges} an. Zwischen dem Öffnungsdruck p_1 und dem Schließdruck p_2 liegt die Drosselstelle 40 mit einer Fläche a_4 . Die Fläche a_4 der Drosselstelle 40 ergibt sich eindeutig aus dem Innendurchmesser d_{si} . Auf die Drosselstelle 40 folgt im Strömungsweg die Gesamtquerschnittsfläche a_3 , die sich in Normalbetriebsposition aus der Austrittsfläche a_{31} und der Austrittsfläche a_{32} und in Überlastposition nur aus der Austrittsfläche a_{32} ergibt. In Überlastposition ist die Austrittsfläche a_{31} durch den Ventilschieber 10 verschlossen. Stattdessen ist die Austrittsfläche a_5 offen, die die Eingangsseite 24 und den Bypassweg 6 verbindet. Somit weist der Ventilschieber 10 an der Ausgangsseite 26 in einer ersten Betriebsposition, nämlich der Normalbetriebsposition, einen größeren Durchlassquerschnitt und in einer zweiten Betriebsposition, nämlich der Überlastposition, einen kleineren Durchlassquerschnitt auf. Alternativ kann, wie zu Figur 5 beschrieben, die Fläche a_3 variabel sein und nicht aus den Teilflächen a_{31} und a_{32} aufgebaut sein.

Aus Figur 6 geht weiterhin hervor, dass sich der Gesamtvolumenstrom Q_{ges} aus den Teilvolumenströmen Q_1 und Q_2 zusammensetzt. Q_1 ist dabei der im Bypassweg 6 strömende Volumenstrom und Q_2 der im Hauptströmungsweg 7 strömende Volumenstrom. In Normalbetriebsposition sind der Gesamtvolumenstrom Q_{ges} und der Teilvolumenstrom Q_2 identisch, da der Bypassweg verschlossen ist. In Figur 6 ist weiterhin ein Ausgleichsraum 70 kenntlich, der in den Figuren 1 bis 5 nicht dargestellt ist. Der Ausgleichsraum 70 steht in Strömungsverbindung zum Innenvolumen des inneren Rohrelementes 2. Dieser nimmt das durch die Kolbenstange verdrängte Fluidvolumen auf. Als Fluid wird bevorzugt Öl verwendet, grundsätzlich lässt sich das Ventil 5 aber mit jedem inkompressiblem Fluid betreiben.

Die Wirkung der Kanäle 21 ist durch die Verbindung zwischen der Drosselstelle 40 mit der Verbindungslinie a5-a31 gezeigt: die Kanäle 21 zweigen den Schließdruck p_6 ab und verstärken so die Druckdifferenz zwischen Öffnungsdruck p_1 und den in Schließrichtung wirkenden Drücken p_2 und p_6 .

Bezugszeichen

1	Schwingungsdämpfer
2	inneres Rohrelement
3	äußeres Rohrelement
4	mittleres Rohrelement
5	Ventil
6	Bypassweg
7	Hauptströmungsweg
8	Dämpferventil
9	Kolben
10	Ventilschieber
12	Ventilgehäuse
14	Gehäuseteil
16	Gehäuseteil
18	Feder
19	Kolbenstange
20	Druckbegrenzungsventil
21	Kanal
22	Zuganschlag
23	Außenraum
24	Eingangsseite
25	Innenraum
26	Ausgangsseite
28	Oberfläche
29	Ventilsitzfläche
30	Oberfläche
32	Oberfläche
34	Seitenfläche
36	Innenseite
38	Oberfläche
40	Drosselstelle
46	Kante

48	Innenseite
50	Oberfläche
54	Vorsprung
58	Vorsprung
70	Ausgleichsraum
p1	Öffnungsdruck
p2	Schließdruck
a1	Druckbeaufschlagungsfläche
a11	Druckbeaufschlagungsfläche
a12	Druckbeaufschlagungsfläche
a2	Druckbeaufschlagungsfläche
a21	Druckbeaufschlagungsfläche
a22	Druckbeaufschlagungsfläche
a3	Gesamtquerschnittsfläche $a_{31} + a_{32}$
a31	Austrittsfläche
a32	Austrittsfläche
a4	Querschnittsfläche Drosselstelle
a5	Austrittsfläche
a6	Querschnittsfläche Druckbegrenzungsventil 20
di	Innendurchmesser Ringraum
drr	Außendurchmesser Ringraum
din	Innendurchmesser Rohrelement 2
dd	Durchmesser Drosselstelle
dk	Durchmesser Außenkante
hd	Abstand
hb	Abstand
Qges	Gesamtvolumenstrom
Q1	Teilvolumenstrom

Q2 Teilvolumenstrom

Patentansprüche

1. Schwingungsdämpfer (1) mit wenigstens zwei ineinander angeordnete Rohrelementen (2,3,4) und einer in einer Kolbenstangenführung (20, 22) bewegbaren Kolbenstange (19), wobei im Bereich des einen Endes der Kolbenstangenführung (20, 22) ein Ventil (5) umfassend einen Ventilschieber (10) zum zumindest teilweisen Verschließen wenigstens eines Strömungsweges (6,7) eines durch das Ventil (5) strömenden Fluids angeordnet ist, wobei das Ventil (5) eine Eingangs- (24) und eine Ausgangsseite (26) besitzt, dadurch gekennzeichnet, dass die Druckbeaufschlagungsflächen (a1, a2) des Ventilschiebers (10) für einen Öffnungsdruck (p1) und einen Schließdruck (p2, p6) im Wesentlichen gleich groß sind und das Ventil (10) eine Drosselstelle (40) besitzt, über die ein Druckunterschied zwischen Öffnungsdruck (p1) und Schließdruck (p2, p6) erzeugbar ist.
2. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Kanal (21) den Außenraum (23) des Ventilschiebers mit dem Innenraum (25) verbindet, wodurch der Druck des Fluids auf Höhe des Kanals (21) abgegriffen wird.
3. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass der Kanal (21) den Innenraum (23) des Ventils mit einem Ringraum innerhalb des Ventilschiebers (10), insbesondere einen eine Feder (18) beherbergenden Ringraum, verbindet.
4. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der wenigstens eine Kanal (21) im Bereich der Drosselstelle (40) angeordnet ist.
5. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Drosselstelle (40) als kreisförmige Verengung ausgebildet ist.
6. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilschieber (10) an der Eingangsseite (24) einen umlau-

fenden Vorsprung (54) aufweist, der den Ventilschieber (10) in einem Gehäuse führt und einen Ringraum im Ventilschieber (10) begrenzt.

7. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Wandung des Ventilschiebers (10) auf der Ausgangsseite (26) wenigstens eine Ausnehmung aufweist.

8. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilschieber (10) wenigstens zwei Ausnehmungen aufweist und diese symmetrisch angeordnet sind.

9. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als ein Strömungsweg ein durch den Ventilschieber (10) verschließbarer Hauptströmungsweg (7) mit der Ausgangsseite (26) des Ventils (5) strömungsverbunden ist.

10. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass der Hauptströmungsweg (7) zumindest abschnittsweise durch das innere Rohrelement (2) und das mittlere Rohrelement (4) führt.

11. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als ein Strömungsweg ein durch den Ventilschieber (10) verschließbarer Bypassweg (6) mit der Eingangsseite (24) des Ventils (5) strömungsverbunden ist.

12. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass der Bypassweg (6) zumindest abschnittsweise durch das mittlere Rohrelement (4) und das äußere Rohrelement (3) führt.

13. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass im Bypassweg (6) ein Druckbegrenzungsventil (20) angeordnet ist.

14. Schwingungsdämpfer nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, dass das Druckbegrenzungsventil (20) als in Schließrichtung vorgespanntes Rückschlagventil ausgebildet ist.

15. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolbenstangenführung (20, 22) und/oder das innere Rohrelement (2) einen Teil des Ventilgehäuses bilden.

16. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Kolbenstangenführung (20, 22) und/oder das innere Rohrelement (2) einen Teil des Ventilgehäuses abstützen.

17. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Ventilschieber (10) durch einen Kraftspeicher, insbesondere eine Feder (18), vorgespannt ist.

18. Schwingungsdämpfer (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Stärke der Wandung des Ventilschiebers (10) zumindest abschnittsweise von der Ausgangsseite (24) her zur Mitte hin zunimmt sodass ein Verschieben des Ventilschiebers eine Querschnittsverengung eines Strömungsweges, insbesondere des Hauptströmungsweges (7), bewirkt.

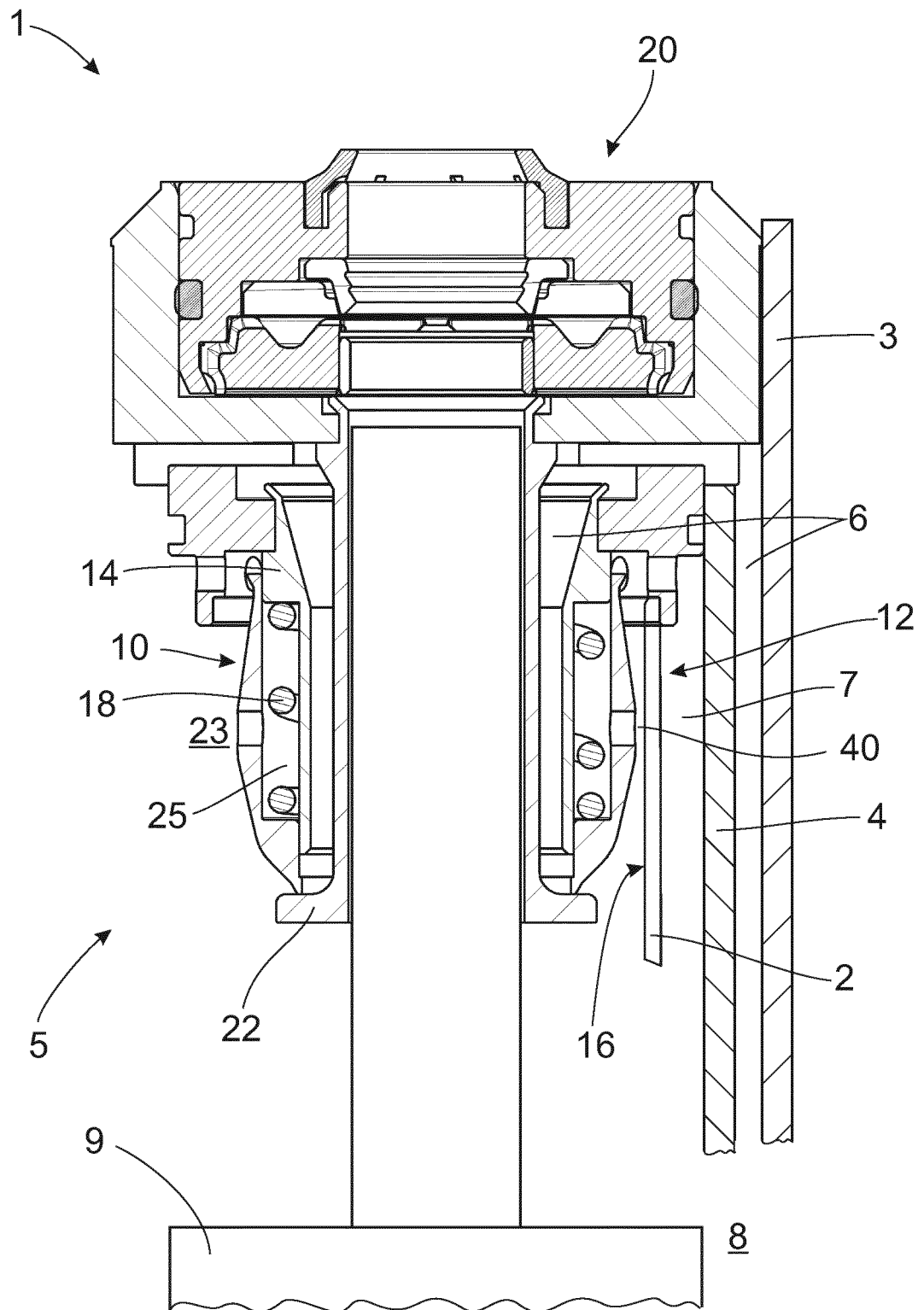
19. Schwingungsdämpfer (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im inneren Rohrelement (2) ein verschiebbarer Kolben (9) angeordnet ist, das Ventil (5) am oder im inneren Rohrelement (2) angeordnet ist und das mittlere Rohrelement (4) einen Hauptströmungsweg (7) und einen Bypassweg (6) voneinander trennt, die mit dem Innenraum des inneren Rohrelements (2) strömungsverbunden sind.

20. Schwingungsdämpfer nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass im Hauptströmungsweg (7) eine Dämpfkrafterzeugungseinrichtung (8) angeordnet ist.

21. Kraftfahrzeug umfassend einen Schwingungsdämpfer (1) nach einem der vorangehenden Ansprüche.

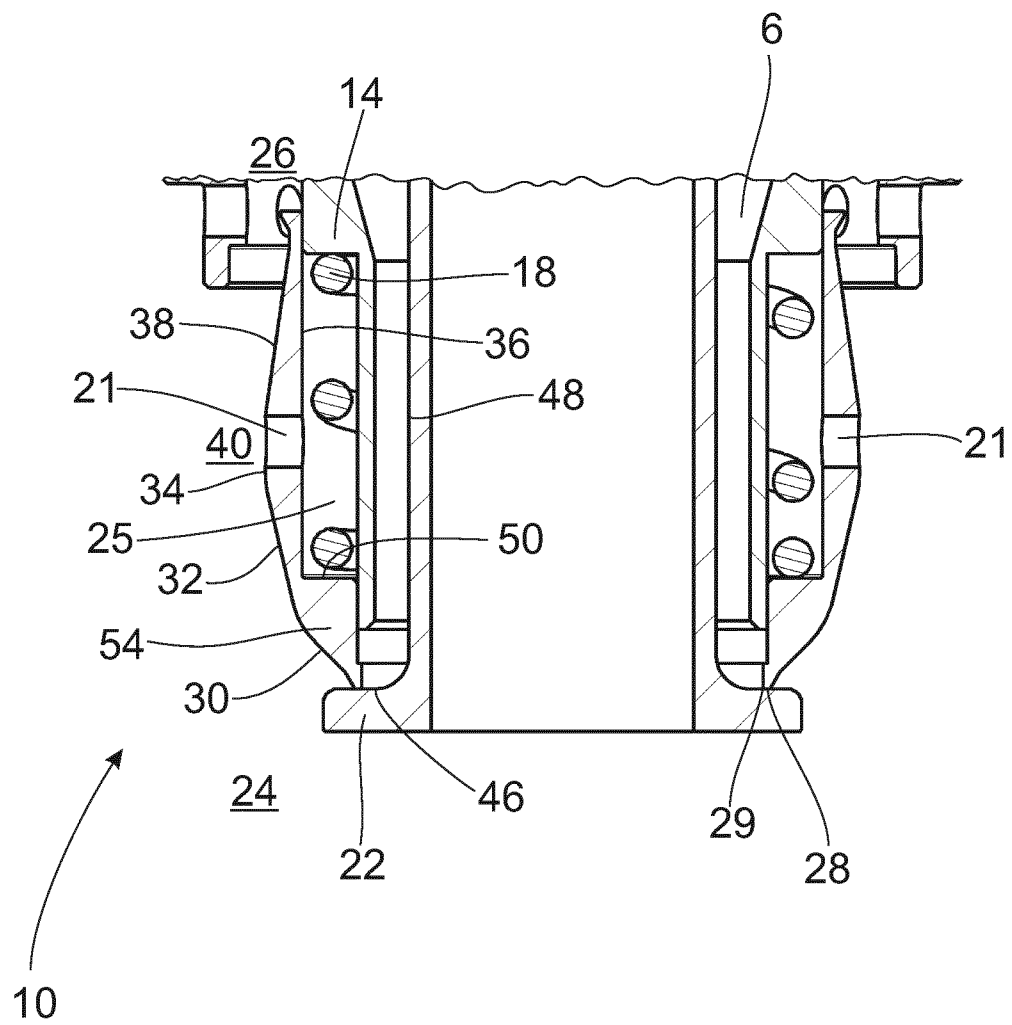
1/6

Fig. 1



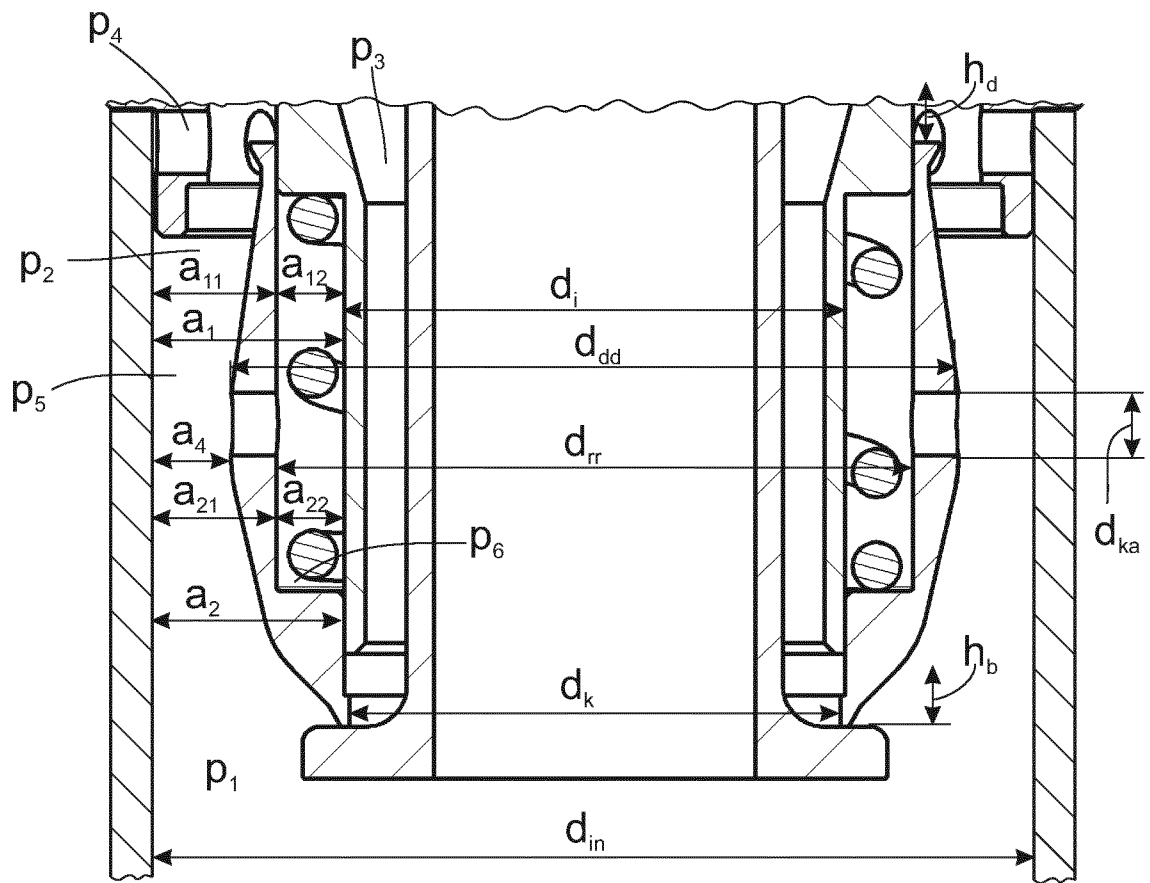
2/6

Fig. 2



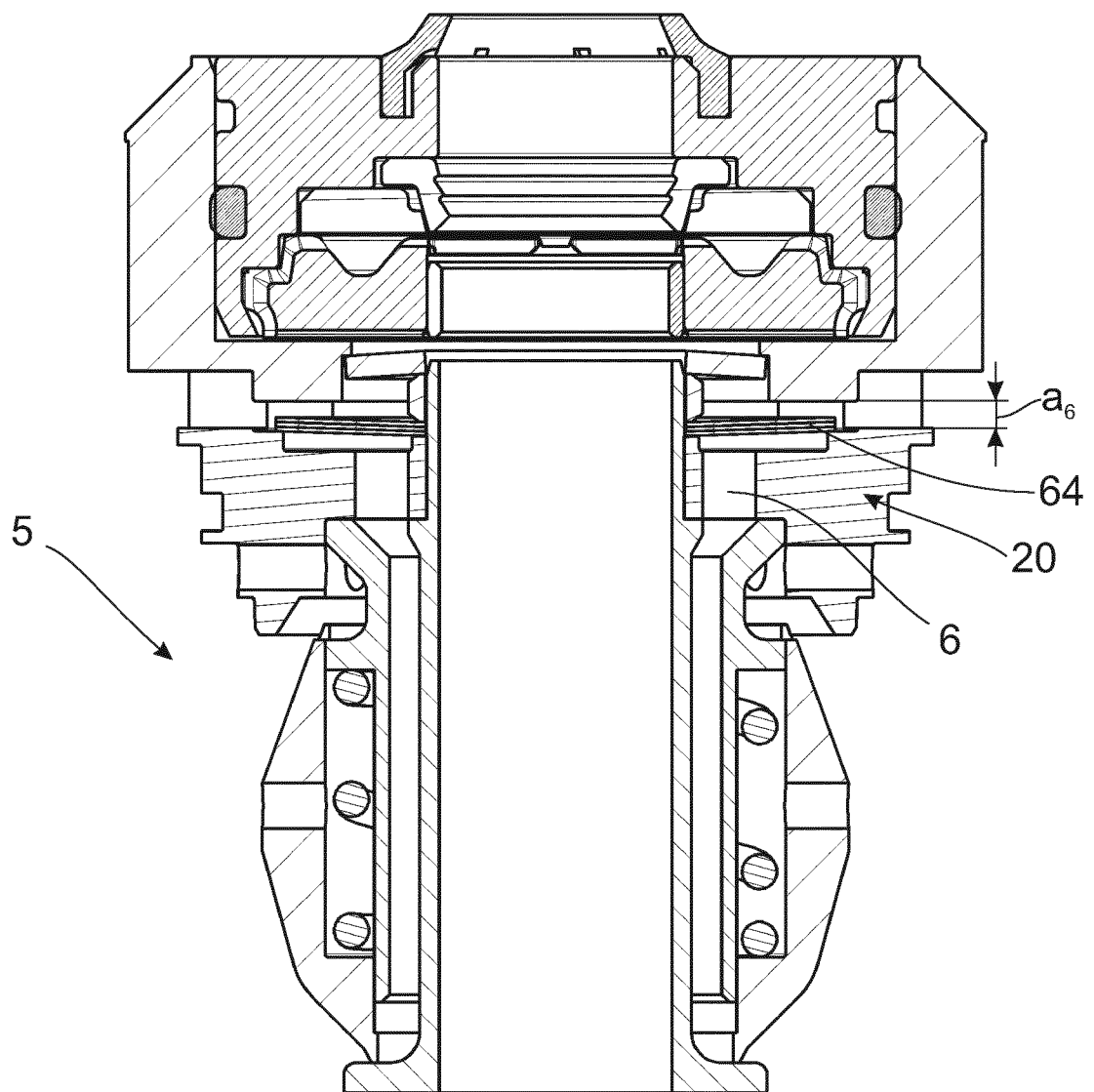
3/6

Fig. 3



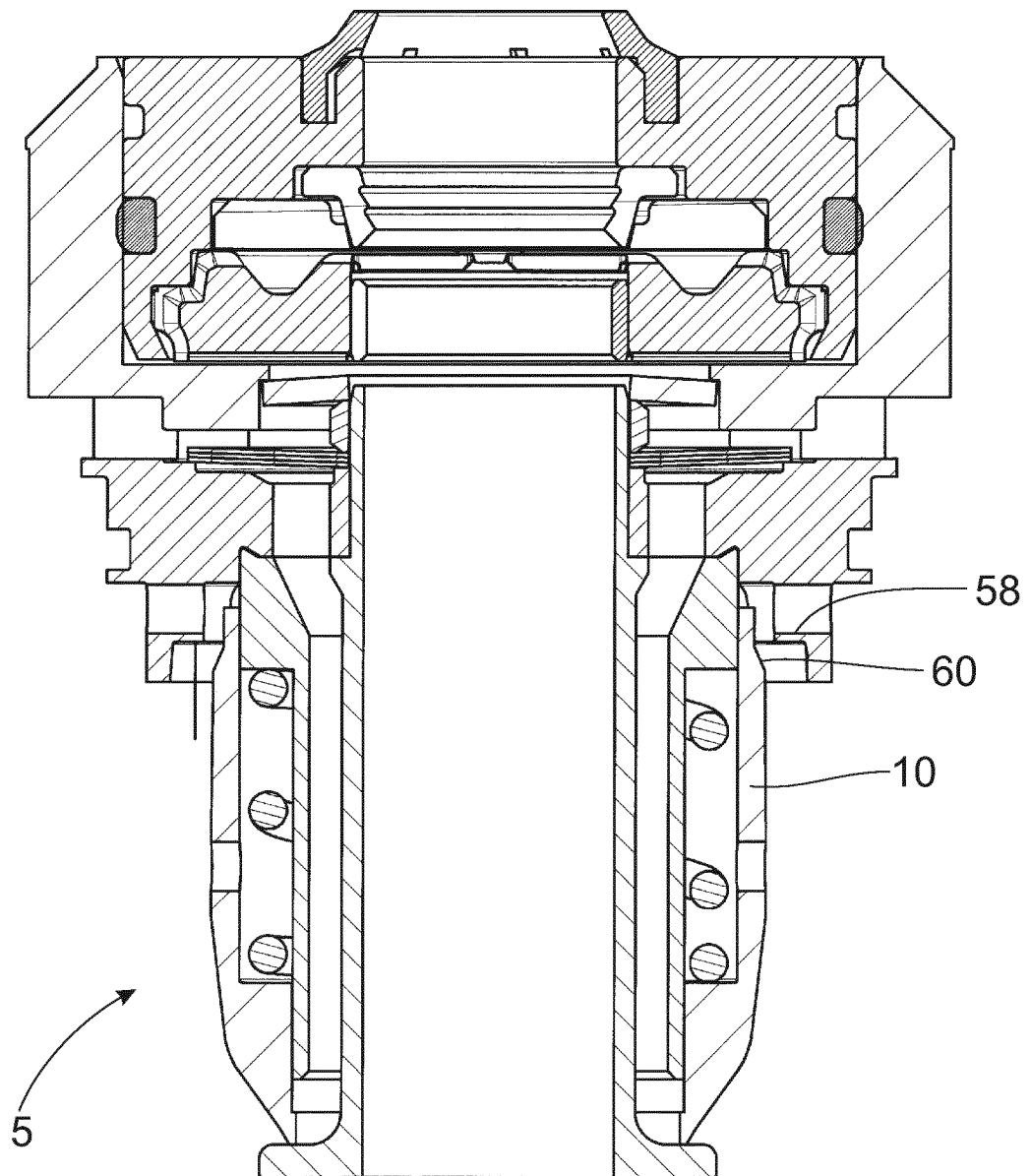
4/6

Fig. 4



5/6

Fig. 5



6/6

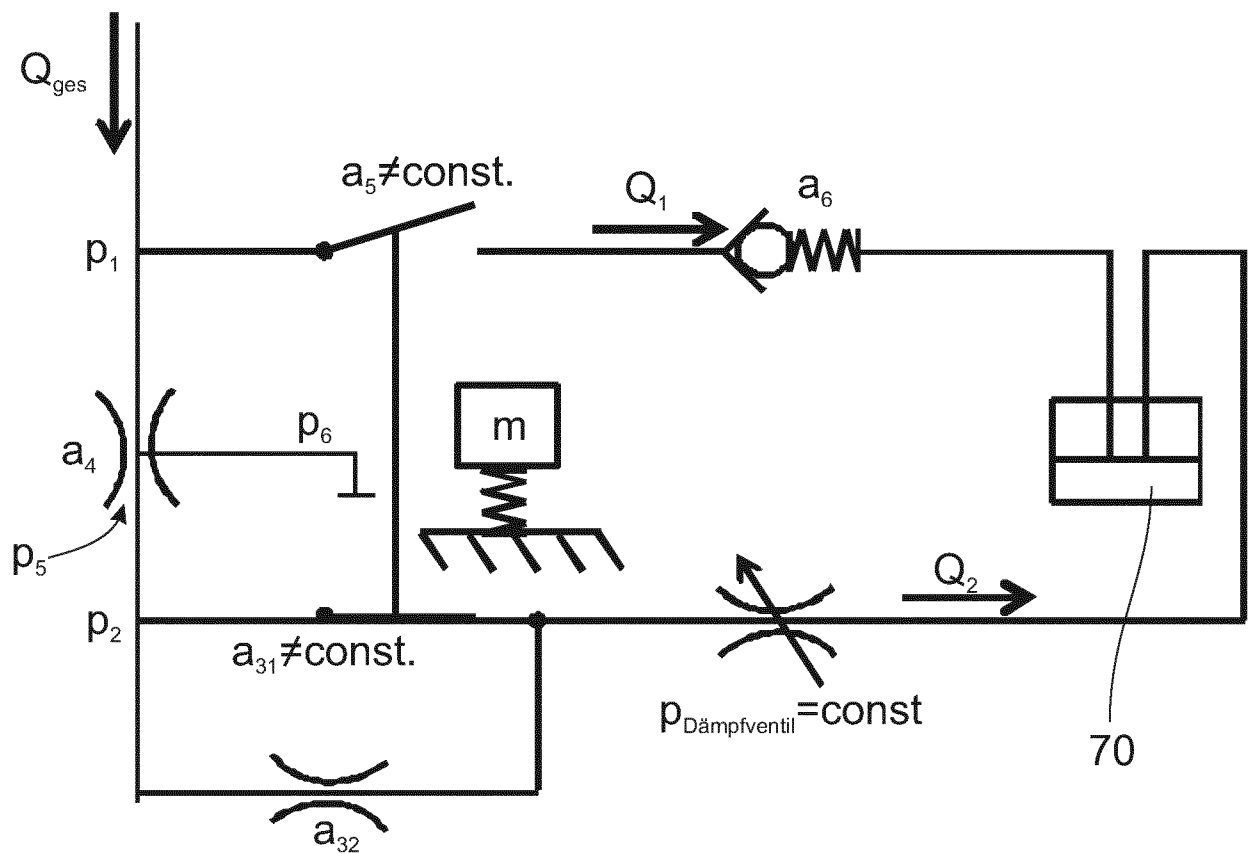


Fig. 6

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2015/050995

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16F9/512
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16F

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 10 2005 048949 B3 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14 December 2006 (2006-12-14) figure 4 paragraph [0023]	1-5, 7-17, 19-21
A	----- EP 2 163 784 A2 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 17 March 2010 (2010-03-17) figure 2	1-21
A	----- WO 2006/037816 A1 (AP AMORTIGUADORES S A [ES]; SACRAMENTO GARCIA GERMAN [ES]) 13 April 2006 (2006-04-13) figure 4 -----	1



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

20 April 2015

Date of mailing of the international search report

29/04/2015

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Beaumont, Arnaud

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2015/050995

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102005048949 B3	14-12-2006	DE 102005048949 B3	14-12-2006
		EP 1775495 A2	18-04-2007
		KR 20070041339 A	18-04-2007
		US 2007084687 A1	19-04-2007

EP 2163784 A2	17-03-2010	DE 102008042103 A1	25-03-2010
		EP 2163784 A2	17-03-2010

WO 2006037816 A1	13-04-2006	ES 2251299 A1	16-04-2006
		WO 2006037816 A1	13-04-2006

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16F9/512
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16F

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 10 2005 048949 B3 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 14. Dezember 2006 (2006-12-14) Abbildung 4 Absatz [0023] -----	1-5, 7-17, 19-21
A	EP 2 163 784 A2 (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN [DE]) 17. März 2010 (2010-03-17) Abbildung 2 -----	1-21
A	WO 2006/037816 A1 (AP AMORTIGUADORES S A [ES]; SACRAMENTO GARCIA GERMAN [ES]) 13. April 2006 (2006-04-13) Abbildung 4 -----	1



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

20. April 2015

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

29/04/2015

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Beaumont, Arnaud

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2015/050995

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102005048949 B3	14-12-2006	DE 102005048949 B3	14-12-2006
		EP 1775495 A2	18-04-2007
		KR 20070041339 A	18-04-2007
		US 2007084687 A1	19-04-2007

EP 2163784 A2	17-03-2010	DE 102008042103 A1	25-03-2010
		EP 2163784 A2	17-03-2010

WO 2006037816 A1	13-04-2006	ES 2251299 A1	16-04-2006
		WO 2006037816 A1	13-04-2006
