

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 717 451 A2

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
02.11.2006 Patentblatt 2006/44

(51) Int Cl.:
F15B 15/22 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: 06112109.1

(22) Anmeldetag: 31.03.2006

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR
HU IE IS IT LI LT LU LV MC NL PL PT RO SE SI
SK TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
AL BA HR MK YU

(30) Priorität: 01.04.2005 DE 102005015091

(71) Anmelder: Bosch Rexroth AG
70184 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder: Duby, Michel
74800 La Roche sur Foron (FR)

(74) Vertreter: Winter, Brandl, Fürniss, Hübner Röss,
Kaiser,
Polte Partnerschaft Patent- und
Rechtsanwaltskanzlei
Alois-Steinecker-Strasse 22
85354 Freising (DE)

(54) Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder

(57) Die Erfindung bezieht sich auf einen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder mit einem Kolben, der in einem Zylinderraum axial verschiebbar ist. In den Endla-

gen des Kolbens wird jeweils ein Drosselspalt wirksam, der durch Ausnehmungen und Vertiefungen in den den Drosselspalt bildenden Umfangswandungen begrenzt ist.

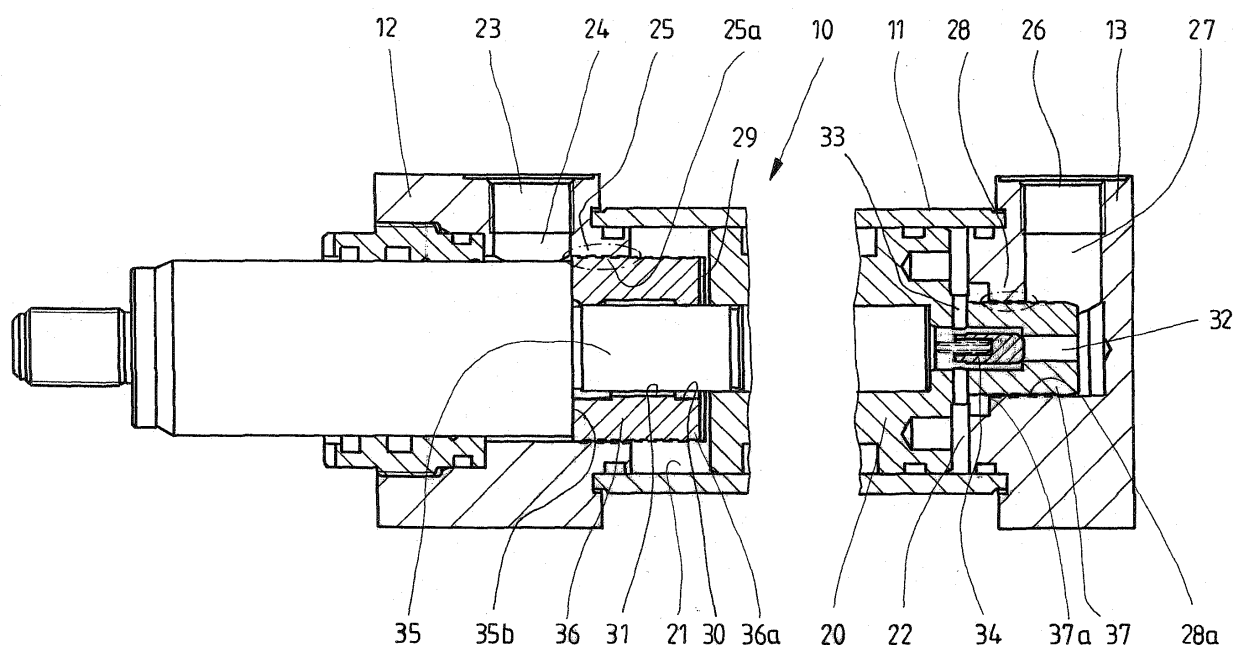


FIG.1

EP 1 717 451 A2

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf einen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder, der die Merkmale aus dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1 aufweist, bei dem also der Kolben beim Einlaufen in eine Endstellung durch Abdrosselung des Druckmittelabflusses aus der sich verkleinernden Zylinderkammer abgebremst wird. Durch die Abdrosselung des abfließenden Druckmittelstroms wird in der sich verkleinernden Zylinderkammer ein Druck aufgebaut, der am Kolben eine Kraft erzeugt, die der Bewegung des Kolbens entgegengerichtet ist.

[0002] Der sich in der Zylinderkammer aufbauende sogenannte Dämpfungsdruck soll dabei einen Maximalwert, der 1,5 bis 2-fach so groß wie der Nenndruck des Arbeitszylinders ist, nicht überschreiten. Andererseits hat der Arbeitszylinder maximale Dämpfungskapazität, wenn der Dämpfungsdruck während der gesamten Dämpfungsstrecke den Maximalwert hat. Selbst theoretisch lässt sich dieser ideale Verlauf des Dämpfungsdruckes durch die Gestaltung der Drosselquerschnitte und der Drossellängen zwischen dem Dämpfungselement und der Durchtrittsöffnung nur dann erreichen, wenn immer dieselben Randbedingungen eingehalten werden, wenn also der Arbeitszylinder z.B. immer mit derselben Geschwindigkeit gefahren wird und dieselbe Masse bewegt. Man versucht dann für den Fall der maximalen Geschwindigkeit und der größten Masse die ideale Endlagendämpfung zu erhalten, so dass bei kleineren Geschwindigkeiten und kleineren Massen der Dämpfungsdruck den Maximalwert nicht mehr erreicht.

[0003] Ein druckmittelbetätigter Arbeitszylinder, der einen Kolben mit den Merkmalen aus dem Oberbegriff des Anspruchs 1 aufweist, ist aus der DE 198 36 422 A1 bekannt. Zumindest auf einer Seite des Kolbens, an dem eine Kolbenstange befestigt ist und der in einem Zylinderraum unter gegensinniger Veränderung des Volumens zweier Zylinderkammern auf seinen beiden Seiten axial zwischen zwei Endstellungen verschiebbar ist, ist ein Dämpfungselement angeordnet, das beim Einlauf des Kolbens in die eine Endstellung in eine Durchtrittsöffnung zwischen der einen Zylinderkammer und einem Zylinderanschluss eintaucht und dabei mit der Durchtrittsöffnung einen ringförmigen Drosselspalt zum gedrosselten Abfluss von Druckmittel aus der Zylinderkammer zum Zylinderanschluss bildet. Um auf einem bestimmten Weg große mit dem Zylinder bewegte Massen abbremsen zu können, ist die Außenfläche des Dämpfungselements in axialer Richtung derart geformt, dass sie, bei ganz eingetauchtem Dämpfungselement betrachtet, am kammerseitigen Beginn der Durchtrittsöffnung einen maximalen Durchmesser hat und nach einem Flächenabschnitt mit kleinem Durchmesser oder kleinen Durchmessern in großer Eintauchtiefe des Dämpfungselements über eine kurze Strecke einen mittleren Durchmesser aufweist, der zwischen dem maximalen Durchmesser und dem kleinen Durchmesser liegt. Von Nachteil ist bei diesem Arbeitszylinder, dass die Kanten starke

Drückerhöhungen verursachen und dass ein kompliziertes Profil vorliegt.

[0004] Die starke Druckerhöhung an den Kanten wird in der Druckschrift DE 103 05 850 A1 dadurch vermieden, dass ein Abschnitt der Außenfläche des Dämpfungselements im Axialschnitt konvex gestaltet wird. Jedoch wird bei einer solchen Gestaltung des Dämpfungselements ein Überdruck erzeugt, der in Abhängigkeit von den mechanischen und physikalischen Eigenschaften in unregelmäßiger Weise abgebaut wird.

[0005] Die Aufgabe der vorliegenden Erfindung besteht darin, die Nachteile beim Stand der Technik zu beseitigen und einen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder vorzusehen, durch den ein Überdruck bei einer Bewegung eines Kolbens gesteuert abbaubar ist.

[0006] Diese Aufgabe wird durch einen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder nach Anspruch 1 gelöst.

[0007] Beim erfindungsgemäßen Arbeitszylinder wird durch das Zusammenwirken von einer Innenumfangswandung der Durchtrittsöffnung mit der Außenumfangswandung des Kolbens ein Drosselspalt vorgesehen, dessen Querschnitt maximal ist, wenn dieser durch eine Ausnehmung an der Innenumfangswandung oder der Außenumfangswandung mit einem Vorsprung an der jeweils anderen Umfangswandung begrenzt ist, und dessen Querschnitt minimal ist, wenn sich durch Verschiebung des Kolbens Vorsprünge der beiden Umfangswandungen radial gegenüberliegen. Auf diese Weise wechseln bei einer Relativbewegung zwischen dem Dämpfungselement und der Durchtrittsöffnung Kompressions- und Entlastungszustände, so dass ein Abbau von einem Überdruck in gesteuerter Weise erfolgt.

[0008] Durch die Ausbildung der Ausnehmung in Form von zueinander beabstandete Ringnuten, zwischen denen die Vorsprünge vorliegen, wird eine mäanderförmige Ausbildung des Drosselspalttes vorgenommen, wodurch eine gute Steuerbarkeit für das Abbauen des Überdrucks während der Bewegung des Kolbens sichergestellt wird.

[0009] Der maximale Drosselspalt, d.h. ein Drosselspalt mit einer maximalen lichten Weite, wird dadurch erzielt, dass einer jeweiligen Ringnut an einer Umfangswandung ein Vorsprung an der anderen Umfangswandung gegenüber angeordnet wird, während ein minimaler Drosselspalt vorliegt, wenn ein Vorsprung an einer Umfangswandung einem Vorsprung an der anderen Umfangswandung gegenüberliegt. Durch eine derartige Gestaltung lässt sich bei geringfügiger Axialbewegung der Kolbenstange ein schneller Wechsel zwischen minimalem und maximalem Drosselspalt ausführen.

[0010] Eine trapezförmige Ausgestaltung der Ringnut sichert einen gleichmäßigen Übergang zwischen Zuständen mit maximalem und minimalem Drosselspalt ab.

[0011] Wenn die Axiallänge des Scheitels des Vorsprungs an einer Umfangswandung kleiner als die Axiallänge des Scheitels des Vorsprungs an der anderen Umfangswandung ist, ist die Zeitspanne, in der das Fluid komprimiert wird, verringert, so dass ein schneller Druckabbau erfolgen kann.

[0012] Wenn die Axiallänge des Nutgrundes der Ringnut in einer Umfangswandung gleich oder größer als die Axiallänge des Scheitels des Vorsprungs an der anderen Umfangswandung ist, lässt sich ein konstanter Querschnitt beim maximalen Drosselspalt über die Axialausdehnung der Durchtrittsöffnung erzielen.

[0013] Erfindungsgemäße Weiterbildungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

[0014] Nachfolgend wird die Erfindung an Hand der beiliegenden Zeichnungen detailliert beschrieben. Es zeigen:

Fig. 1 eine Schnittansicht des erfindungsgemäßen druckmittelbetätigten Arbeitszylinders, in der die Kolbenstange in der ausgefahrenen Position (linke Seite der Schnittansicht) bzw. in der eingefahrenen Position (rechte Seite der Schnittansicht) dargestellt ist,

Fig. 2 das geschnittene Zylindergehäuse und eine Draufsicht auf die Kolbenstange mit der Dämpfungsbuchse und dem Dämpfungszapfen bei einem erfindungsgemäßen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder in einer Prinzipdarstellung, wobei die Kolbenstange eingefahren ist,

Fig. 3A, 3B und 3C eine Schnittansicht der axialen Durchtrittsöffnung und der Dämpfungsbuchse sowie vergrößerte Ausschnitte von dieser entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung, und

Fig. 4A und 4B eine Schnittansicht der axialen Durchtrittsöffnung und des Dämpfungszapfens sowie einen vergrößerten Ausschnitt von dieser entsprechend dem ersten Ausführungsbeispiel der Erfindung.

[0015] Fig. 1 zeigt einen hydraulisch betriebenen Arbeitszylinder der sogenannten Rundbauart, wobei an der linken Seite der Schnittansicht die ausgefahrne Position gezeigt ist und an der rechten Seite der Schnittansicht die eingefahrne Position gezeigt ist. Das Zylindergehäuse 10 besitzt als wesentliche Bauteile ein Zylinderrohr 11, einen Zylinderkopf 12, der auf das eine Ende, und einen Zylinderboden 13, der auf das andere Ende des Zylinderrohrs 11 aufgesetzt ist. Das Zylinderrohr 11, der Zylinderkopf 12 und der Zylinderboden 13 sind miteinander befestigt.

[0016] Im Inneren des Zylinderrohrs 11 ist ein Kolben 20 dicht gleitend axial geführt, der das Innere des Zylinderrohrs in zwei Zylinderkammern 21 und 22 aufteilt, deren Volumina sich bei einer Bewegung des Kolbens gegensinnig verändern. Durch einen Zylinderanschluss 23 im Zylinderkopf 12 kann hydraulisches Druckmittel der Zylinderkammer 21 zugeführt und aus dieser abgeführt werden. Der radial angeordnete Zylinderanschluss 23 mündet dabei zunächst in eine Kammer 24 im Zylinderkopf 12, die mit der Zylinderkammer 21 über eine axiale

Durchtrittsöffnung 25 bestimmten Durchmessers fluidisch verbunden ist. Ähnlich verläuft ein Druckmittelpfad von einem radialen Zylinderanschluss 26, einer Kammer 27 und einer axialen Durchtrittsöffnung 28 des Zylinderbodens 13 zur Zylinderkammer 22. Die beiden Durchtrittsöffnungen 25 und 28 im Zylinderkopf bzw. im Zylinderboden können, wie in den Figuren 1 und 2 gezeigt, unterschiedliche Durchmesser aufweisen.

[0017] Der Kolben 20 trägt eine Kolbenstange 35, die durch den Zylinderkopf 12 nach außen tritt und mit der Kammer 24 und der Durchtrittsöffnung 25 des Zylinderkopfes 12 Ringräume bildet. Der Kolben 20 ist vom inneren Ende aus auf einen im Durchmesser verkleinerten Abschnitt der Kolbenstange 35 aufgeschraubt. Zwischen dem Kolben 20 und einer Schulter 35b der Kolbenstange 35 ist eine Dämpfungsbuchse 36 auf der Kolbenstange 35 geführt. Die Dämpfungsbuchse 36 ist axial um eine geringe Strecke beweglich.

[0018] Ihre der Schulter 35b zugekehrte Stirnseite ist glatt und eben und kann dichtend an der Schulter 35b anliegen. In der gegenüberliegenden, dem Kolben 20 zugekehrten Stirnseite besitzt die Dämpfungsbuchse 36 zwei einander gegenüberliegende radial verlaufende Vertiefungen 29. Außerdem weist die Dämpfungsbuchse an ihrer Innenseite zwei gegenüberliegende axial verlaufende Furchen 30 auf, die dieselbe Winkellage wie die beiden Vertiefungen in der dem Kolben zugekehrten Stirnseite haben und eine mittige umlaufende Ausdehnung 31 auf den Innenseite queren. In Figur 1 ist nur eine der Furchen eingezeichnet, um zu zeigen, dass die Dämpfungsbuchse geführt ist.

[0019] An der in Fig. 1 rechten Stirnfläche des Kolbens 20 ist ein axial vorspringender Dämpfungszapfen 37 ausgebildet, der bei eingefahrenem Zylinder (rechts in Fig. 1) in die Durchtrittsöffnung 28 eintaucht.

[0020] Durch eine axiale Bohrung 32 und eine diese querende, durchgehende Radialbohrung 33 ist zwischen der Zylinderkammer 22 und dem Zylinderanschluss 26 ein durch den Dämpfungszapfen 37 führender Fluidkanal geschaffen. In diesem ist ein Rückschlagventil 34 angeordnet, das zum Zylinderanschluss 26 hin schließt.

[0021] Die Dämpfungsbuchse 36 kann mit geringem radialen Spiel in die Durchtrittsöffnung 25 eintauchen und hat die Funktion eines Drosselkörpers. Der Dämpfungszapfen 37 kann mit geringem radialen Spiel in der Durchtrittsöffnung 28 eintauchen und hat ebenfalls die Funktion eines Drosselkörpers.

[0022] Die Fig. 2 zeigt eine Draufsicht auf die Dämpfungsbuchse 36 und den Dämpfungszapfen 37 in einer Prinzipdarstellung, in der die Länge des Zylinderrohrs 11 verkürzt dargestellt ist. Aus Fig. 2 geht hervor, dass die in Axialrichtung der Kolbenstange 35 verlaufenden Umfangsflächen von Dämpfungsbuchse 36 und Dämpfungszapfen 37 mit Rillen, d.h. mit einer Abfolge von Ringnuten, versehen sind. Die zwischen den Ringnuten verbleibenden Abschnitte werden im Folgenden als Vorsprünge bezeichnet. Diese ermöglichen eine verbesserte Dämpfung.

[0023] Nachfolgend werden die Drosselspalte, die zwischen der Umfangsfläche der Dämpfungsbuchse 36 und der axialen Durchtrittsöffnung 25 und zwischen der Umfangsfläche des Dämpfungszapfens 37 und der axialen Durchtrittsöffnung 28 definiert sind, näher erläutert.

[0024] Fig. 3A zeigt eine Schnittansicht des Drosselspaltes, der zwischen der Dämpfungsbuchse 36 und der axialen Durchtrittsöffnung 25, genauer gesagt zwischen den Umfangswandungen 36a und 25a der Dämpfungsbuchse 36 und der axialen Durchtrittsöffnung 25, in Axialrichtung der Kolbenstange 36 vorgesehen ist.

[0025] Die Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36 weist Vorsprünge 1 und Nuten 2, die zwischen in Axialrichtung der Kolbenstange benachbarten Vorsprüngen 1 ausgebildet sind, auf. Die Nuten 2 sind im Axialschnitt vorzugsweise trapezförmig gestaltet, wobei die von den Nuten 2 zu einem Scheitel 1a des Vorsprungs 1 führenden Flanken 2b, 2c bezüglich der Axialrichtung der Kolbenstange in einem spitzen Winkel geneigt sind. Der Nutgrund 2a der Nut 2 verläuft zum Scheitel 1a des Vorsprungs 1 vorzugsweise parallel.

[0026] Die Umfangswandung 25a der Durchtrittsöffnung 25 weist in gleicher Weise wie die Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36 Vorsprünge 3 und Ringnuten 4 mit einem Scheitel 3a und zum Scheitel führenden Flanken 4b, 4c der Ringnuten 4 auf.

[0027] Die Axiallänge l_n des Nutgrundes 2a der Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36 ist größer als die Axiallänge l_s des Scheitels 3a der Umfangswandung 25a der Durchtrittsöffnung 25, wie es in Fig. 3C gezeigt ist.

[0028] Ebenso ist die Axiallänge des Nutgrundes 4a der Umfangswandung 25a der Durchtrittsöffnung 25a größer als die Axiallänge des Scheitels 1a der Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36. Somit ist beim Zusammenwirken der Umfangswandungen 25a, 36a in bestimmten Positionen relativ zueinander ein gleichmäßiger Querschnitt des Drosselspaltes über die gesamte Durchtrittsöffnung 25 gegeben.

[0029] Die Summe der Axialabmessungen von Nutgrund 4a, von Scheitel 3a und Flanken 4b und 4c der Umfangswandung 25a der Durchtrittsöffnung 25 ist gleich der Summe der Axiallängen von Nutgrund 2a, Scheitel 1a und Flanken 2b und 2c der Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36. Auf diese Weise entsteht bei am weitesten geöffneten Drosselspalt eine mäanderförmige Öffnung für das Druckmittel, wie es in Fig. 3A gezeigt ist.

[0030] Bei einer Variante der vorliegenden Erfindung ist die Axiallänge des Scheitels der Umfangswandung der Durchtrittsöffnung gleich der Axiallänge des Nutgrundes der Umfangswandung der Dämpfungsbuchse. Dadurch ergibt sich ein geringerer Querschnitt des Drosselspaltes in den Bereichen zwischen Scheitel und Nutgrund der Umfangswandungen, was bei der Dimensionierung der anderen Parameter des Drosselspaltes zu berücksichtigen ist.

[0031] Die Nuten 2 und 4 an den Umfangswandungen

25a, 36a sind mit gleicher Teilung über die Axiallänge und rotationssymmetrisch ausgebildet. Die Nuten 4 können beispielsweise bei der Herstellung der Durchtrittsöffnung 25 ausgebildet werden, während die Nuten 2 beim Begrenzungsabschnitt 36a durch das Einbringen in eine ebene Umfangsfläche der Dämpfungsbuchse 36 ausgebildet werden. Die vorliegende Erfindung ist jedoch nicht darauf beschränkt und die Umfangswandungen 25a, 36a lassen sich nach einem beliebigen Herstellungsverfahren zur geeigneten Ausbildung des Drosselspaltes fertigen.

[0032] An den Umfangswandungen 37a und 28a des Dämpfungszapfens 37 und der Durchtrittsöffnung 28 zur Ausbildung des Drosselspaltes sind, wie es in den Fig. 4A und 4B gezeigt ist, Vorsprünge 5 bzw. 7 und Nuten 6 bzw. 8 in ähnlicher Weise wie an der Dämpfungsbuchse 36 und der Durchtrittsöffnung 25 vorgesehen. Eine detaillierte Beschreibung von diesen wird daher unterlassen.

[0033] Die Abmessungen der Vorsprünge 5, 7 und der Nuten 6, 8 am Dämpfungszapfen 37 und der Durchtrittsöffnung 28 können die gleichen wie bei der Dämpfungsbuchse 36 und der Durchtrittsöffnung 25 sein oder sich von diesen unterscheiden. Bei der in Fig. 4A gezeigten Ausführung ist die Anzahl der Vorsprünge an der Durchtrittsöffnung 28 (rechts in Fig. 1) geringer als die der Vorsprünge an der Durchtrittsöffnung 25 (links in Fig. 1), wodurch sich ein schnellerer Abbau des Überdrucks in der in Fig. 1 gezeigten rechten Zylinderkammer 22 ergibt. In einer Abwandlung der vorliegenden Erfindung kann die Anzahl der Vorsprünge jedoch gleich sein.

[0034] In der an der rechten Seite in Figur 1 gezeigten Position des Kolbens 20 befindet sich der Dämpfungszapfen 37 im Zylinderboden 13, wie es auch der Prinzipdarstellung in Fig. 2 zu entnehmen ist, hat mit seiner Stirnseite aber einen Abstand zu einer Wand des Zylinderbodens 13. Wird nun dem Zylinderanschluss 26 Druckmittel zugeführt, so kann Druckmittel durch die Bohrungen 32 und 33 und das Rückschlagventil 34 ungedrosselt in die Zylinderkammer 32 strömen. Der Kolben 20 bewegt sich mit einer der über den Zylinderanschluss 26 zufließenden Druckmittelmenge entsprechenden Geschwindigkeit auf den Zylinderkopf 12 zu, wobei Druckmittel aus der sich verkleinernden Zylinderkammer 21 über die Durchtrittsöffnung 25 und den Zylinderanschluss 23 verdrängt wird. Gegen Ende des maximalen Hubs des Kolbens 20 beginnt die Dämpfungsbuchse 36 in die Durchtrittsöffnung 25 einzutauchen. Dadurch wird der für das Wegfließen des Druckmittels aus der Zylinderkammer 21 zur Verfügung stehende Strömungsquerschnitt durch die Durchtrittsbohrung 25 verkleinert und eine zunehmende Anzahl von Vorsprüngen 1 beginnt in die Durchtrittsbohrung 25 einzutreten. Das entstehende Druckgefälle zwischen der Zylinderkammer 21 und dem Zylinderanschluss 23 drückt die Dämpfungsbuchse 36 mit ihrer einen Stirnseite gegen die Schulter 35b der Kolbenstange 35. Beim Eintauchen der Dämpfungsbuchse 36 in die Durchtrittsöffnung 25 wechseln

Relativpositionen, in denen der Drosselspalt wie in Fig. 3A mäanderförmig ist, mit Relativpositionen, in denen wie in Fig. 4A gezeigt Erhebungen einander gegenüberliegen, um eine Engstelle auszubilden. Der Druck in der Zylinderkammer 21 bleibt dauernd höher als der Druck in der Kammer 24 und im Zylinderanschluss 23 des Zylinderkopfes 12. Bei geöffnetem Drosselspalt, wie es in Fig. 3A gezeigt ist, wird dieser Überdruck begrenzt bzw. abgebaut, wobei die schrägen Flanken 2b, 2c und 4b, 4c sowie der zwischen den Vorsprüngen 1, 3 vorhandene Spalt einen allmählichen Übergang zwischen den verschiedenen Kompressions- und Entlastungszuständen ermöglichen.

[0035] Durch die zunehmende Anzahl an in die Durchtrittsöffnung 25 eintretenden Vorsprüngen 1 der Dämpfungsbuchse 36 wird mit wachsendem Eintauchen der Dämpfungsbuchse 36 in die Durchtrittsöffnung 25 die Axiallänge des Drosselspalts und somit der hydraulische Widerstand erhöht. Durch diese Erhöhung des hydraulischen Widerstandes entlang des Strömungspfadcs an der Umfangswandung der Dämpfungsbuchse 36 und auf Grund der wegen der nun schon geringen Geschwindigkeit des Kolbens 20 auch nur geringen Menge von aus der Zylinderkammer 21 pro Zeiteinheit zu verdrängendem Druckmittel in der Zylinderkammer 21 erfolgt eine weiche Dämpfung des Kolbens ohne weit über den Systemdruck hinausgehende Druckspitzen, wobei der Überdruck während der gesamten Relativbewegung der Dämpfungsbuchse 36 in der Durchtrittsöffnung 25 abgebaut wird. Schließlich gelangt der Kolben 20 mit sehr geringer Geschwindigkeit in seine Endlage am Zylinderkopf 12.

[0036] Zum Ausfahren aus der Endlage mit ganz ausgefahrener Kolbenstange 35 wird dem Zylinderanschluss 23 Druckfluid zugeführt. Ein Überdruck im Anschluss gegenüber dem Druck in der Zylinderkammer 21 drückt die Dämpfungsbuchse von der Schulter 35b der Kolbenstange weg und gegen den Kolben 20. Damit wird über den Radialspalt zwischen der Schulter 35b und der entsprechenden Stirnseite der Dämpfungsbuchse 36 und über die Furchen 30, die Ausdrehung 31 und die Vertiefungen 29 in der Dämpfungsbuchse ein weitergehend ungedrosselter Fluidpfad vom Zylinderanschluss 23 zur Zylinderkammer 21 geöffnet. Die Dämpfungsbuchse 36 arbeitet somit wie ein Teil eines Drosselrückschlagventils. In die eine Richtung kann Druckfluid weitgehend ungedrosselt, in die andere Richtung nur gedrosselt fließen.

[0037] Nähert sich der Kolben 20 seiner anderen Endlage, taucht der Dämpfungszapfen 37 in die Durchtrittsöffnung ein. Der Druck in der Zylinderkammer 22 wird höher als der Druck im Zylinderanschluss 26. Das Rückschlagventil 34 schließt. Druckfluid kann nun nur noch über den Drosselspalt zwischen dem Dämpfungszapfen und der Umfangswandung 28a der Durchtrittsöffnung 28 verdrängt werden, so dass genauso wie beim Einfahren in die andere Endlage der Kolben 20 abgebremst wird und gedämpft in die Endlage fährt.

[0038] Der Drosselspalt kann auf unterschiedliche Weise ausgebildet werden.

[0039] So kann beispielsweise bei konstanter Summe der Axiallängen des Scheitels 1a, der Flanken 2b, 2c und des Nutgrundes 2a, während die Axiallängen an der Umfangswandung 25a der Durchtrittsöffnung 25 konstant sind, die Axiallänge des Scheitels 1a an der Umfangswandung 36a der Dämpfungsbuchse 36 mit geringerem Abstand zum Kolben 20 im Vergleich zur Axiallänge des Scheitels an der Umfangswandung Begrenzungsabschnitt 36a mit größerem Abstand zum Kolben 20 erhöht sein, wodurch die Wege, in denen das Druckmittel komprimiert wird, vergrößert werden, während die Wege, in denen der Überdruck abnimmt wird, verringert werden.

[0040] Die Anzahl der Ausnehmungen an den Umfangswandungen der Dämpfungsbuchse 36, des Dämpfungszapfens 37 und der Durchtrittsöffnungen 25, 28 wird durch den gewünschten Weg/Druckverlauf bestimmt.

[0041] Die Erfindung bezieht sich auf einen druckmittelbetätigten Arbeitszylinder mit einem Kolben, der in einem Zylinderraum axial verschiebbar ist. In den Endlagen des Kolbens wird jeweils ein Drosselspalt wirksam, der durch Ausnehmungen und Vertiefungen in den den Drosselspalt bildenden Umfangswandungen begrenzt ist.

Bezugszeichenliste

Vorsprung

[0042]

1a	Scheitel
2	Ringnut
2a	Nutgrund
2b,2c	Flanke
3	Vorsprung
4	Ringnut
4a	Nutgrund
4b,4c	Flanke
5	Vorsprung
6	Ringnut
7	Vorsprung
8	Ringnut
10	Zylindergehäuse
11	Zylinderrohr
12	Zylinderkopf
13	Zylinderboden
20	Kolben
21	Zylinderkammer
22	Zylinderkammer
23	Zylinderanschluss
24	Kammer
25	axiale Durchtrittsöffnung
25a	Umfangswandung
26	Zylinderanschluss
27	Kammer

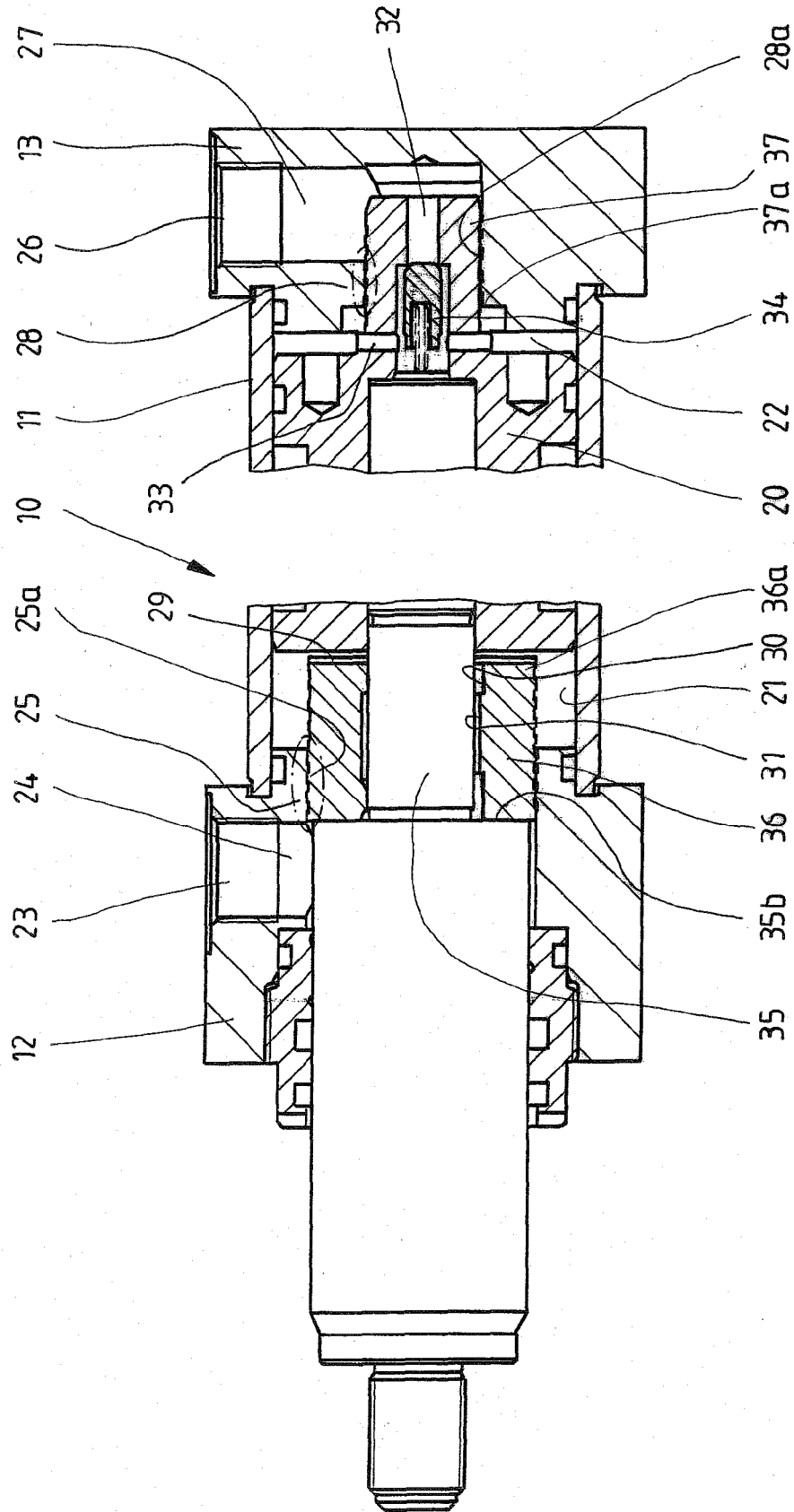
28 axiale Durchtrittsöffnung
 28a Umfangswandung
 29 Vertiefungen
 30 Furche
 31 Ausdrehung
 32 Axialbohrung
 33 Radialbohrung
 34 Rückschlagventil
 35 Kolbenstange
 35b Schulter
 36 Dämpfungsbuchse
 36a Umfangswandung
 37 Dämpfungszapfen
 37a Umfangswandung

Patentansprüche

1. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder mit einem Kolben (20) und einer Kolbenstange (35), die in einem Zylinderraum (21) axial verschiebbar ist, mit einem auf einer Seite des Kolbens (20) angeordneten Dämpfungselement (37), das beim Verfahren des Kolbens (20) in eine Endstellung in eine Durchtrittsöffnung (25) zwischen einer Zylinderkammer und einem Zylinderanschluss eintaucht und dabei mit der Innenumfangswandung der Durchtrittsöffnung (25) einen ringförmigen Drosselspalt zum gedrosselten Abfluss von Druckmittel aus der Zylinderkammer (21) zum Zylinderanschluss (23) bildet, 20
dadurch gekennzeichnet dass
 der Querschnitt des Drosselspalts veränderbar ist, wobei dessen maximaler Querschnitt durch zumindest eine Ausnehmung (2) an der Innenumfangswandung der Durchtrittsöffnung oder an der Außen- 25
 umfangswandung des Dämpfungselements und zumindest einen Vorsprung (3) an der jeweils anderen Umfangswandung begrenzt ist und ein minimaler Querschnitt des Drosselspalts durch Verschiebung des Kolbens (20) in eine Position einstellbar ist, in 30
 der die Vorsprünge an den Umfangswandungen einander radial gegenüberliegen. 35
40
2. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach Anspruch 1, wobei die Ausnehmung (2) durch zueinander be- 45
 abstandete Ringnuten gebildet sind, zwischen denen die Vorsprünge verbleiben.
3. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach Anspruch 2, wobei bei maximalem Drosselspalt eine jeweilige 50
 Ringnut (2, 4) an einer der Umfangswandungen einem jeweiligen Vorsprung (3, 1) an der anderen der Umfangswandungen gegenüberliegt.
4. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach Anspruch 2 oder 3, wobei bei minimalem Drosselspalt jeweils 55
 ein Vorsprung (1, 3) an einer der Umfangswandungen jeweils einem Vorsprung (3, 1) an der anderen

der Umfangswandungen gegenüberliegt.

5. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach einem der Ansprüche 2 bis 4, wobei die Ringnut (2, 4) im 5
 Axialschnitt trapezförmig ausgebildet ist.
6. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach einem der Ansprüche 2 bis 5, wobei die Axiallänge des 10
 Scheitels des Vorsprungs (1, 3) an einer Umfangswandung kleiner als die Axiallänge des Scheitels des Vorsprungs (3, 1) an der anderen Umfangswandung ausgebildet ist.
7. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach einem 15
 der Ansprüche 2 bis 6, wobei die Axiallänge des Nutgrundes (2a, 4a) der Ringnut in einer der Umfangswandungen gleich oder größer als die Axiallänge des Scheitels des Vorsprungs (3, 1) an der anderen der Umfangswandungen ist.
8. Druckmittelbetätigter Arbeitszylinder nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei die Ausneh- 20
 mungen und/oder Vorsprünge am Außenumfang einer auf die Kolbenstange (35) aufgesetzten Dämpfungsbuchse (36) und/oder eines sich axial aus dem 25
 Kolben vorstehenden Dämpfungszapfen (37) vorgesehen sind.



154

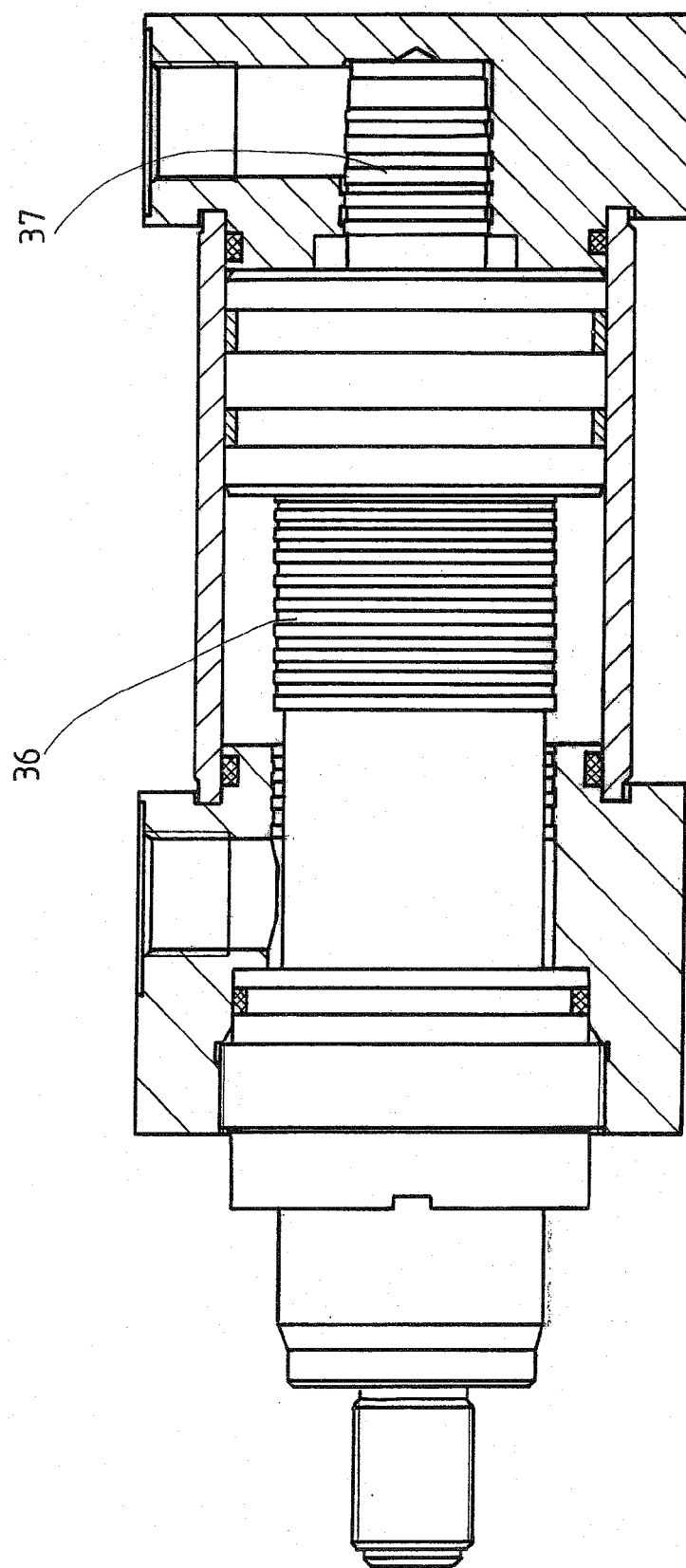
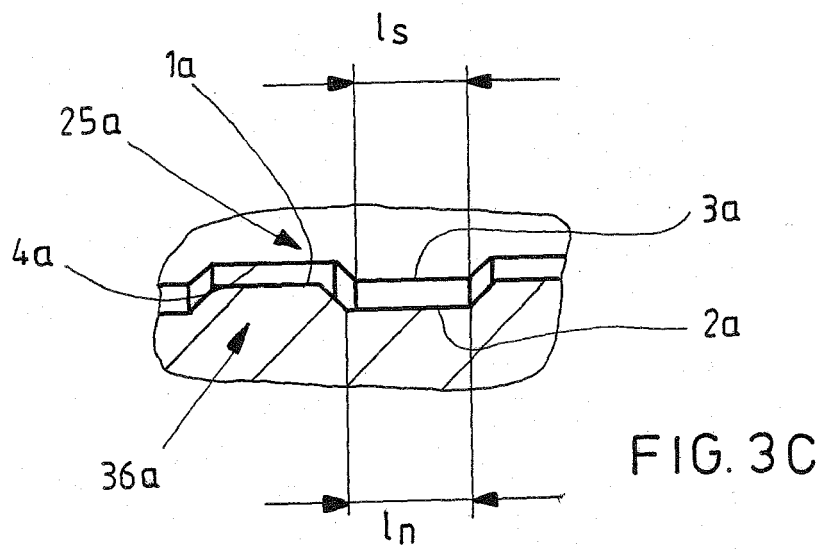
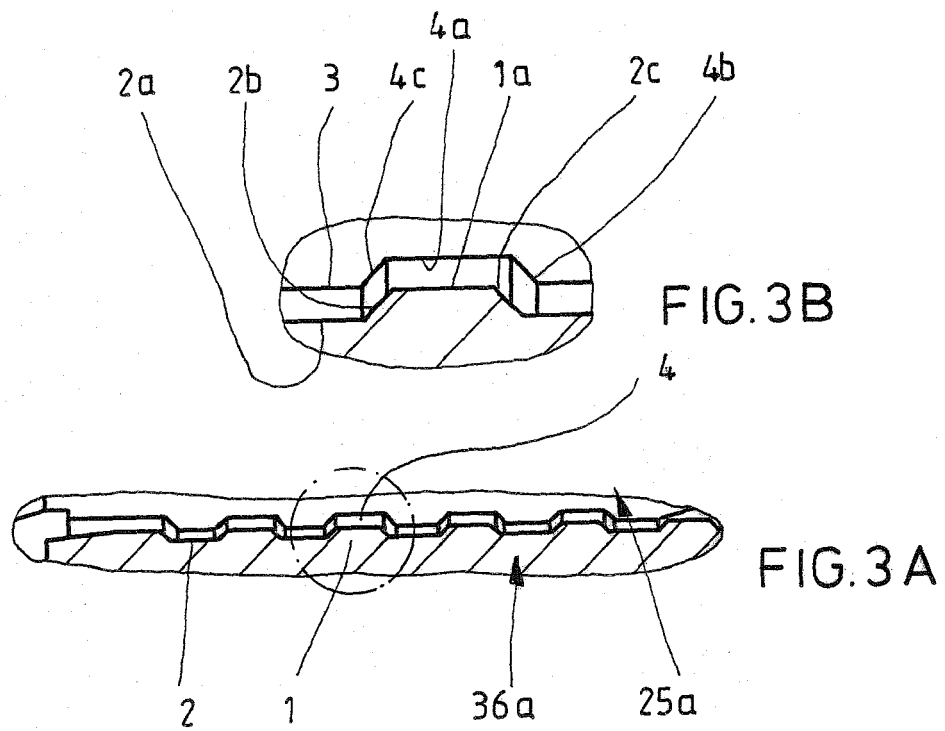


FIG. 2



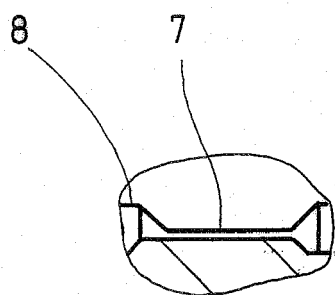


FIG. 4B

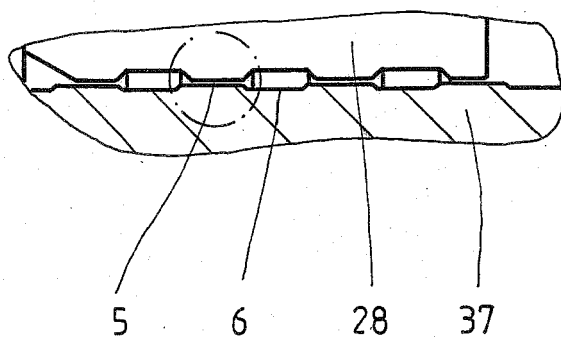


FIG. 4A

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 19836422 A1 [0003]
- DE 10305850 A1 [0004]