

(12) **Österreichische Patentanmeldung**

(21) Anmeldenummer: **A 714/2008**

(51) Int. Cl.<sup>8</sup>: **F15B 15/22** (2006.01)

(22) Anmeldetag: **05.05.2008**

(43) Veröffentlicht am: **15.01.2009**

(30) Priorität:

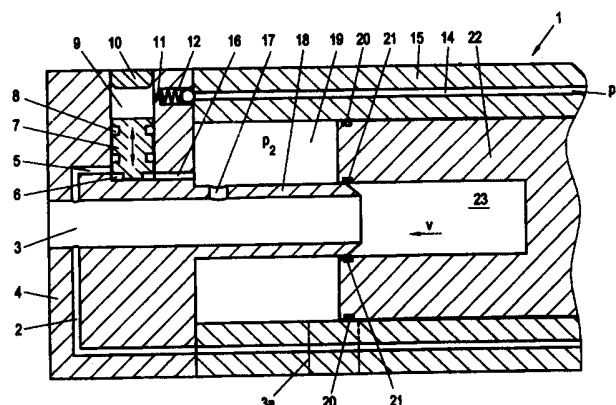
24.05.2007 AT A 828/2007 beansprucht.

(73) Patentinhaber:

HOERBIGER-ORIGA HOLDING AG  
CH-6304 ZUG (CH)

(54) **PNEUMATIKZYLINDER MIT EINER UND VERFAHREN ZUR SELBSTEINSTELLENDEN  
ENDLAGENDÄMPFUNG**

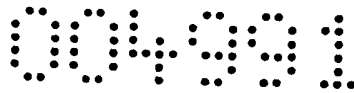
(57) Pneumatikzylinder werden häufig mit Endlagendämpfungen ausgeführt, um zu vermeiden, dass der Zylinderkolben an einen Anschlag anschlägt und damit der Zylinder oder die Maschine in die der Zylinder eingebaut ist beschädigt wird. Solche Endlagendämpfungen müssen dabei bei Inbetriebnahme des Zylinders eingestellt werden und dämpfen dann nur für eine bestimmte Konfiguration von Masse, kinetischer Energie und Geschwindigkeit optimal. Die gegenständliche Erfindung schlägt daher eine selbsteinstellende Endlagendämpfung vor, die einen Hubbleaum (9) umfasst, der von einem beweglichen Hubelement (7) und einem Teil des Pneumatikzylinders (1) begrenzt ist, wobei der Hubbleaum (9) über einen Verbindungskanal (14) mit dem den Zylinderkolben (22) beaufschlagenden Arbeitsdruck ( $p_1$ ) oder dem im Auslasskanal (3) anliegenden Entlüftungsdruck ( $p_3$ ) verbunden ist und das Hubelement (7) über einen Dämpfkanal (16) vom Dämpfdruck ( $p_2$ ) im Dämpfvolumen (19) beaufschlagt ist, im Verbindungskanal (14) vor dem Hubbleaum (9) ein Rückschlagventil (12) angeordnet ist, das in Richtung des Arbeitsdruckes ( $p_1$ ) bzw. des Entlüftungsdruckes ( $p_3$ ) sperrt und ein Entlüftungskanal (5) vorgesehen ist, der mit dem beweglichen Hubelement (7) offenbar ist und der mit einem Auslasskanal (3) verbunden ist.



### Zusammenfassung

Pneumatikzylinder werden häufig mit Endlagendämpfungen ausgeführt, um zu vermeiden, dass der Zylinderkolben an einen Anschlag anschlägt und damit der Zylinder oder die Maschine in die der Zylinder eingebaut ist beschädigt wird. Solche Endlagendämpfungen müssen dabei bei Inbetriebnahme des Zylinders eingestellt werden und dämpfen dann nur für eine bestimmte Konfiguration von Masse, kinetischer Energie und Geschwindigkeit optimal. Die gegenständliche Erfindung schlägt daher eine selbsteinstellende Endlagendämpfung vor, die einen Hubraum (9) umfasst, der von einem beweglichen Hubelement (7) und einem Teil des Pneumatikzylinders (1) begrenzt ist, wobei der Hubraum (9) über einen Verbindungskanal (14) mit dem den Zylinderkolben (22) beaufschlagenden Arbeitsdruck ( $p_1$ ) oder dem im Auslasskanal (3) anliegenden Entlüftungsdruck ( $p_3$ ) verbunden ist und das Hubelement (7) über einen Dämpfkanal (16) vom Dämpfdruck ( $p_2$ ) im Dämpfvolumen (19) beaufschlagt ist, im Verbindungskanal (14) vor dem Hubraum (9) ein Rückschlagventil (12) angeordnet ist, das in Richtung des Arbeitsdruckes ( $p_1$ ) bzw. des Entlüftungsdruckes ( $p_3$ ) sperrt und ein Entlüftungskanal (5) vorgesehen ist, der mit dem beweglichen Hubelement (7) offenbar ist und der mit einem Auslasskanal (3) verbunden ist.

Fig. 2



## **Pneumatikzylinder mit einer und Verfahren zur selbsteinstellenden Endlagendämpfung**

Die gegenständliche Erfindung betrifft einen Pneumatikzylinder mit einer selbsteinstellenden Endlagendämpfung mit einem Zylindergehäuse, in dem ein beweglicher Zylinderkolben angeordnet ist, der an einer Seite von einem Druck beaufschlagt ist und sich durch die Bewegung des Zylinderkolbens im Bereich der Endlage des Zylinderkolbens ein von der nicht druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens begrenztes Dämpfvolumen ausbildet, sowie ein Verfahren zur selbsteinstellenden Endlagendämpfung.

In Hydraulik- oder Pneumatikzylindern wird oftmals eine Endlagendämpfung verwendet, um zu verhindern, dass der Kolben in der Endlage gegen das Zylindergehäuse oder gegen einen Anschlag schlägt. Ziel der Endlagendämpfung ist es folglich, die Geschwindigkeit einer bewegten Masse (Kolben + Last), deren Schwerpunkt in der Regel in der Zylinderachse liegt, auf ein Niveau zu verringern, bei der weder der Zylinder noch die Maschine, in der der Zylinder eingebaut ist, beschädigt oder durch eingeleitete Stöße beeinträchtigt wird.

Bei einer bekannten Endlagendämpfung nach Fig. 1 wird am Ende des Arbeitshubes, im Bereich des Endanschlags des Zylinderkolbens 22 ein Dämpfzapfen 18 durch eine Dämpfdichtung 21 in einer Ausnehmung 23 des Zylinderkolbens 22 geführt (strichliert angedeutet), wodurch eine zusätzliche Kammer in der nicht Druck beaufschlagten Zylinderseite geschaffen wird - das Dämpfvolumen 19. Das nun entstandene Dämpfvolumen 19 kann nur über eine vorgesehene, hier nicht dargestellte, Ventilnadel, z.B. im Zylinderdeckel 4, entweichen. Beim Einfahren des Zylinderkolbens 22 wird die Luft, die sich in dieser Kammer sammelt, komprimiert und durch die Bewegung des Kolbens an der Ventilnadel vorbeigeführt. Das Volumen kann aber nicht in derselben Zeit abgeführt werden, in der der Kolben einfährt, weshalb es in dieser Kammer zu einem Druckanstieg kommt. Der Kolben wird durch diesen Druck verzögert und soll dadurch nicht auf den Zylinderdeckel bzw. einen Endanschlag aufschlagen, sondern mit dem zeitverzögerten Entweichen der Luft langsam einfahren. Die Ventilnadel wird dabei bei Inbetriebnahme des Zylinders eingestellt. Diese Form der Endlagendämpfung ist in vielen Pneumatik- oder Hydraulikzylindern zu finden die eine Endlagendämpfung aufweisen, wie z.B. in einem kolbenstangenlosen Pneumatikzylinder 1 wie in Fig. 1 dargestellt. Der Nachteil dieser Endlagendämpfung ist jedoch, dass durch die feste Einstellung der Ventilnadel nur eine bestimmte kinetische Energie abgebaut werden kann. Bei Veränderung der zu dämpfenden Masse  $m$  (z.B. weil sich die Last ändert) und/oder Geschwindigkeit  $v$  des Kolbens bedürfte es einer erneuten Einstellung, was aber in der Praxis nicht immer möglich ist bzw. aufwendig ist. Durch das komplexe Zusammenwirken von Masse, Geschwindigkeit und Endlagendruck ist die Einstellung der Endlagendämpfung zeitaufwändig

und durch die hohe Stoßbeanspruchung im Bereich des mechanischen Endanschlages nicht ideal. Dadurch wird die Lebensdauer des Zylinders gemindert. Häufig wird die Einstellung auch unzureichend vorgenommen oder gar völlig vergessen, dadurch kommt es auch zum Schwingen in der Endlage und damit zu verlängerten Zykluszeiten.

- 5 Weiters sind wegabhängige Endlagendämpfungen bekannt, wie z.B. aus der EP 949 422 A1, die einen Abluftquerschnitt in Abhängigkeit von der Kolbenposition verändern und somit einen progressiven Dämpfverlauf vorgeben können. Dieser Dämpfverlauf ist aber von der fest vorgegebenen Geometrie abhängig und kann somit nur für eine bestimmte Kombination von Masse und Geschwindigkeit optimal sein. Wird der Pneumatikzylinder abseits des optimalen
- 10 Betriebspunktes betrieben, z.B. wenn sich der Arbeitsdruck (und damit die Geschwindigkeit) ändert oder wenn eine andere Last bewegt wird, ist die Dämpfung nicht mehr optimal. Aber genau das ist in der Praxis der Fall, da es sich gezeigt hat, dass die Positionen, an denen die Druckspitzen auftreten je nach Belastung und Geschwindigkeit unterschiedlich sind.

- Ebenfalls sind pneumatische Stoßdämpfer bekannt, z.B. aus der DE 37 40 669 A1, mit einem Auslassventil, über das die bei einer Dämpfungsbewegung des Kolbens komprimierte Luft
- 15 Luft ausgelassen wird. Dazu wird ein Ventilstößel durch den Arbeitsdruck und eine Federkraft vorgespannt. Wenn der Druck der komprimierten Luft die Vorspannung übersteigt, öffnet das Auslassventil schlagartig und die komprimierte Luft wird über eine Drossel entspannt. Um einen solchen Stoßdämpfer optimal betreiben zu können, ist eine Regelung vorgesehen, mit der der Vordruck, gegen den der Kolben bewegt wird, in Abhängigkeit von der
- 20 Position des Kolbens geregelt wird. Mit einer solchen Regelung kann ein sich einstellende Dämpfung erzielt werden, allerdings nur unter hohem Aufwand für die Regelung.

- Die gegenständliche Erfindung hat sich die Aufgabe gestellt, eine Endlagendämpfung eines Pneumatikzylinders, sowie ein zugehöriges Verfahren, anzugeben, die sich selbsttätig auf
- 25 unterschiedliche Betriebsparameter, wie z.B. Masse, Geschwindigkeit und Arbeitsdruck, einstellt, um eine in einem weiten Bereich optimale Dämpfung zu erzielen und die einfach und kostengünstig ausgestaltet ist.

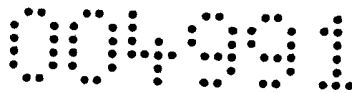
- Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, dass die Endlagendämpfung einen Hubraum umfasst, der von einem beweglichen Hubelement und einem Teil des Pneumatik-
- 30 zylinders begrenzt ist, wobei der Hubraum über einen Verbindungskanal mit dem den Zylinderkolben beaufschlagenden Arbeitsdruck oder dem in einem Auslasskanal anliegenden Entlüftungsdruck verbunden ist und das Hubelement über einen Dämpfkanal vom Druck im Dämpfvolumen beaufschlagt ist, im Verbindungskanal vor dem Hubraum ein Rückschlagventil angeordnet ist, das in Richtung des Arbeitsdruckes bzw. des Entlüftungsdruckes sperrt
- 35 und dass ein Entlüftungskanal vorgesehen ist, der mit dem beweglichen Hubelement öffnen

bar ist und der mit einem Auslasskanal verbunden ist. Das erfindungsgemäße Verfahren ergibt sich dadurch, dass im Dämpfvolumen durch die Bewegung des Zylinderkolbens ein Dämpfdruck entsteht, mit dem ein Hubelement beaufschlagt wird, das Hubelement durch den Dämpfdruck gegen ein in einem Hubraum abgeschlossenes, mit dem Arbeitsdruck oder dem Entlüftungsdruck beaufschlagtes Druckmittelvolumen bewegt wird und durch die Bewegung des Hubelements ein Entlüftungskanal geöffnet wird. Durch diese Anordnung bzw. dieses Verfahren entsteht im Hubraum eine adaptive Gasfeder mit einer progressiven Federsteifigkeit, die vom Arbeitsdruck bzw. vom Entlüftungsdruck und vom Druck im Endlagendämpfraum abhängig ist. Dadurch wird der effektive Abströmquerschnitt abschnittsweise geöffnet, wodurch eine nahezu lineare Öffnungsfunktion vorhanden ist. Die Federkonstante dieser Gasfeder verändert sich dabei selbstständig in Abhängigkeit von den herrschenden Drücken und es wird eine gleich bleibende Dämpfwirkung auch bei unterschiedlichen Betriebsdrücken und unterschiedlichen kinetischen Energien erzielt. Vorteilhaft wird in der adaptiven Gasfeder der Entlüftungsdruck verwendet, da der Druckverlauf auf der Entlüftungsseite eine ausgeprägtere Abhängigkeit von der Verfahrensgeschwindigkeit des Zylinderkolbens zeigt und damit als Regelgröße besser geeignet ist. Die Erfindung erhöht dadurch den Komfort, die Funktionssicherheit und die Nutzerfreundlichkeit des pneumatischen Antriebs. Durch die selbstständige Anpassung der Endlagendämpfung an die Betriebsbedingungen entfallen darüber hinaus auch die Kosten für die manuelle Einstellung und die Zykluszeiten verringern sich.

Das Dämpfvolumen wird vorteilhaft gebildet, indem im Bereich des Endanschlags des Zylinderkolbens ein sich in axialer Richtung in das Zylindergehäuse erstreckender Dämpfzapfen angeordnet ist und der Zylinderkolben mit einer den Dämpfzapfen aufnehmbaren Ausnehmung ausgeführt ist. Dadurch wird das Zylindervolumen beim Einfahren des Dämpfzapfens in die Ausnehmung zur Ausbildung des Dämpfvolumens geteilt. Alternativ kann das Dämpfvolumen auch gebildet werden, indem ein Auslasskanal seitlich am Zylindergehäuse und axial beabstandet vom Zylinderdeckel angeordnet wird.

In einer bevorzugten Ausgestaltung ist das Hubelement als im Hubraum geführt gelagerter Dämpfkolben ausgeführt. Der Hubraum bzw. der Dämpfkolben kann dabei, je nach konstruktiver Ausgestaltung, entweder in einen den Pneumatikzylinder abschließenden Zylinderdeckel oder im Zylinderkolben angeordnet sein.

Das Hubelement kann aber alternativ auch ein Dichtelement zwischen Dämpfzapfen und Zylinderkolben sein, wobei das Dichtelement hohl ist und im Zylinderkolben angeordnet ist. Mit einer solchen Anordnung kann die Anzahl der benötigten Komponenten für die Endlagendämpfung reduziert werden.



Um ein mögliches Schwingen des Zylinderkolbens beim Auffahren auf das im Dämpfvolumen eingesperrte Luftvolumen zu vermeiden bzw. zu reduzieren, kann am Pneumatikzylinder eine Entlüftungsöffnung vorgesehen sein, die mit dem Dämpfvolumen verbunden ist.

Die gegenständliche Erfindung wird im Nachfolgenden anhand der schematischen, nicht einschränkenden, bevorzugte Ausgestaltungen der Erfindung zeigenden Figuren 1 bis 4 beschrieben. Dabei zeigt

Fig. 1 einen bekannten kolbenstangenlosen Pneumatikzylinder,

Fig. 2 eine Ausführung der Erfindung mit der Endlagendämpfung im Zylinderdeckel,

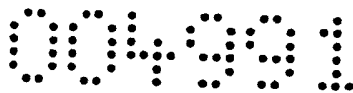
Fig. 3 eine Ausführung der Erfindung mit der Endlagendämpfung im Zylinderkolben,

Fig. 4 eine Ausführung der Endlagendämpfung als Dämpfdichtung und

Fig. 5 eine Ausführung der Erfindung mit Druckversorgung der adaptiven Gasfeder von der Entlüftungsseite.

In Fig. 2 ist ein Endbereich, hier das durch den Zylinderdeckel 4 abgeschlossene Ende, eines Pneumatikzylinders 1, hier z.B. eines kolbenstangenlosen Pneumatikzylinders, mit einer erfindungsgemäßen selbsteinstellenden Endlagendämpfung im Detail gezeigt. Der Zylinderkolben 22 ist, z.B. über einen Schlitten, mit einer Masse  $m$  verbunden und bewegt sich unter Druckbeaufschlagung  $p_1$  an einer seiner Seiten mit einer Geschwindigkeit  $v$  in einem Zylindergehäuse 15 in Richtung des mechanischen Endanschlags (im Bereich des Zylinderdeckels 4). Der Zylinderkolben 22 ist gegenüber dem Zylindergehäuse in bekannter Weise mittels Dichtelementen 20 abgedichtet. Die Bewegungsrichtung ist in Fig. 2 durch den Pfeil angedeutet. Die durch die Bewegung verdrängte Luft auf der nicht druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens 22 wird dabei über einen Kanal 3 im Zylinderdeckel 4 und einen hier nicht dargestellten Anschluss abgeführt.

Im Zylinderkolben 22 ist eine Ausnehmung 23 vorgesehen, die einen sich axial in das Zylindergehäuse 15 erstreckenden Dämpfzapfen 18 aufnehmen kann. Der Dämpfzapfen 18 ist in diesem Beispiel am Zylinderdeckel 4 und im Endbereich bzw. im Bereich einer Endlage des Zylinderkolbens 22 des Pneumatikzylinders 1 angeordnet, wodurch sich ein Dämpfbereich ergibt. Ein Auslasskanal 3 erstreckt sich hier in axialer Richtung durch den Zylinderdeckel 4 und durch den Dämpfzapfen 18. Ein solches Dämpfvolumen 19 kann natürlich auch anders, insbesondere ohne Dämpfzapfen 18, gebildet werden, z.B. indem der Auslasskanal 3 seitlich und in axialer Richtung beabstandet vom Zylinderdeckel 4 am Zylindergehäuse 15 angeordnet wird, wie in Fig. 2 strichliert angedeutet und durch Bezugszeichen 3a gekennzeichnet. Dadurch wird der Auslasskanal 3a bei der Bewegung des Zylinderkolbens 22 verschlossen, wodurch sich im Bereich der Endlage des Zylinderkolbens 22 zwischen Zylinderdeckel 4 und Zylinderkolben 22 wieder ein entsprechendes Dämpfvolumen 19 ergibt.



Im Zylinderdeckel 4 ist ein Hubraum 9 vorgesehen – hier eine einfache Bohrung, die durch eine Scheibe 10 verschlossen wird. Der Hubraum 9 wird durch ein Hubelement, hier ein Dämpfkolben 7, begrenzt, das beweglich (wie durch den Doppelpfeil in Fig. 2 angedeutet) und geführt im Hubraum 9 angeordnet ist. Der Hubraum 9 ist hier über einen Kanal 11 im Zylinderdeckel 4 und einen im Zylindergehäuse 15 angeordneten Verbindungskanal 14 mit dem Arbeitsdruck  $p_1$  auf der druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens 22 verbunden. Im Verbindungskanal 14 oder alternativ wie in diesem Beispiel im Kanal 11 im Zylinderdeckel 4 ist ein Rückschlagventil 12 angeordnet, dass in Richtung des Arbeitsdruckes  $p_1$  sperrt. Der Dämpfkolben 7 wird daher an einer Seite durch den im Hubraum 9 wirkenden Arbeitsdruck  $p_1$  druckbeaufschlagt. Die gegenüberliegende Seite 6 des Dämpfkolbens 7 ist in diesem Beispiel abgestuft ausgeführt und ist über einen Dämpfkanal 16 mit dem Dämpfvolumen 19 verbunden. Der Dämpfkolben 7 verschließt einen im Zylinderdeckel 4 angeordneten Entlüftungskanal 5, der mit dem Auslasskanal 3 verbunden ist. Der Dämpfkolben 7 kann zur Abdichtung gegenüber dem Zylinderdeckel 4 mit Drosselnuten 8 versehene sein. Anstelle der Drosselnuten 8 können aber auch beliebige andere Dichtelemente vorgesehen sein. Um bei einer Arbeitsdruckänderung von einem Hub zum nächsten den neuen Arbeitsdruck  $p_1$  im Hubraum 9 einstellen zu können, kann über die Drosselnuten 8 oder den anderen Dichtelementen an dieser Stelle zum Druckabbau im Hubraum 9 auch eine gezielte Leckage vorgesehen sein. Ebenso ist aber natürlich denkbar, den Hubraum 9 zwischen zwei Hüben wenn notwendig über andere geeignete Einrichtungen, wie z.B. ein Ventil oder eine Drossel, zu entlüften bzw. mit dem neuen Arbeitsdruck  $p_1$  zu beaufschlagen.

Eine solche Endlagendämpfung kann natürlich auch an der anderen Seite des Pneumatikzylinders vorgesehen sein, so dass auch die entgegen gesetzte Bewegung entsprechend endlagengedämpft ist. Dazu kann dieselbe Anordnung auch auf der anderen Seite vorgesehen sein und der dann wirkende Arbeitsdruck wird über den zweiten Verbindungskanal 2 dem zweiten Hubraum 9 zugeführt.

Im Nachfolgenden wird nun die Funktion der erfindungsgemäßen Endlagendämpfung beschrieben.

Während der Bewegung des Zylinderkolbens 22 wird die verdrängte Luft auf der der druckbeaufschlagt Seite abgewandten Seite des Zylinderkolbens 22 durch den Auslasskanal 3 abgeführt. Der Auslasskanal 3 ist dabei vorteilhaft so dimensioniert, dass die gesamte verdrängte Luft ohne Rückstau (und damit ohne einhergehenden Druckanstieg) abgeführt werden kann. Wenn der Zylinderkolben 22 im Bereich der Endlage des Zylinderkolben 22 durch die Bewegung auf den Dämpfzapfen 18 auffährt, wird dieser durch eine in der Ausnehmung 23 des Zylinderkolbens 22 angeordnete Dämpfdichtung 21 geführt, wodurch der Zylinderraum durch die Dämpfdichtung 21 geteilt wird. Dadurch entsteht am Ende der Bewegung des

Zylinderkolbens 22 eine abgeschlossene Kammer - das Dämpfvolumen 19, in dem die darin verbleibende Luft zur Dämpfung des Zylinderkolbens 22 durch dessen Bewegung komprimiert wird. Dieser Dämpfdruck  $p_2$  im Dämpfvolumen 19 wirkt über den Dämpfkanal 16 auf die Seite 6 des Dämpfkolbens 7, dessen dem Hubraum 9 zugewandte Seite gleichzeitig über den Verbindungskanal 14 mit dem Arbeitsdruck  $p_1$  beaufschlagt ist. Übersteigt der Dämpfdruck  $p_2$  im Dämpfvolumen 19 durch die weitere Bewegung des Zylinderkolbens 22 nun den Arbeitsdruck  $p_1$  wird der Dämpfkolben 7 angehoben, wodurch die Luft im Hubraum 9 komprimiert wird, da durch das Rückschlagventil 12 ein Zurückströmen der Luft verhindert wird. Durch den Hub des Dämpfkolbens 7 wird der Entlüftungskanal 5 geöffnet und die im Dämpfvolumen 19 eingeschlossene Luft beginnt über den Dämpfkanal 16, den Entlüftungskanal 5 und den Abströmkanal 3 abzuströmen. Durch das im Hubraum 9 eingeschlossene Luftvolumen entsteht im Hubraum 9 eine Gasfeder mit einer progressiven Federsteifigkeit

$$C_L = \frac{A_K^2}{V} E_L, \text{ mit } A_K \text{ der Fläche des Dämpfkolbens, } V \text{ dem eingeschlossenen Volumen, das}$$

von den wirkenden Drücken abhängig ist, und  $E_L$ , dem Elastizitätsmodul der Luft, der sich ergibt aus  $P \cdot n$ , dem Druck multipliziert mit dem Polytropenexponent. Diese adaptive Gasfeder wirkt dem Hub des Dämpfelements 7 entgegen, wodurch der Abströmquerschnitt nicht schlagartig, sondern progressiv und in Abhängigkeit vom herrschenden Arbeitsdruck  $p_1$  geöffnet wird. Dabei verhält sich die Öffnungsfunktion annähernd linear zum Druck. Die Federkonstante dieser Gasfeder wird durch das Volumen und den Druck des Luftvolumens bestimmt. Wird der Arbeitsdruck variiert, ändert sich damit auch die Federkonstante der Gasfeder. Ändert sich die kinetische Energie des Zylinderkolbens 22, z.B. durch eine höhere Geschwindigkeit  $v$  oder eine andere Masse  $m$ , passt sich über unterschiedliche Druckverhältnisse der Hub des Dämpfelementes 7 und damit auch das Dämpfverhalten selbstständig an die neuen Gegebenheiten an. Dies funktioniert in einem gewissen Energiebereich, wobei die maximale Dämpfenergie nicht überschritten werden darf. Bei unterschiedlichen Arbeitsdrücken verschiebt sich die Kennlinie der Dämpffunktion.

Wird der Öffnungsdruck im Dämpfraum 19 nicht erreicht, z.B. durch sehr niedrige Geschwindigkeiten beim Transport sehr kleiner Massen, besteht die Gefahr des Schwingens. Das Schwingen entsteht durch das Auffahren des Zylinderkolbens 22 auf das Luftpolster, das im Dämpfraum 19 gebildet wird, da die eingesperrte Luft nicht entweichen kann. Diesem Schwingen kann z.B. durch gezieltes Einbringen einer (oder mehrerer) Entlüftungsöffnung(en) 17, z.B. im Dämpfzapfen 18 oder im Zylindergehäuse 15, entgegengewirkt werden. Die Entlüftungsöffnung 17 kann dabei in ihrer Form, Lage und Größe den Gegebenheiten, z.B. der konstruktiven Ausgestaltung oder den zu erwartenden kinetischen Energien, angepasst werden.



In Fig. 3 ist eine alternative Ausgestaltung einer erfindungsgemäßen selbsteinstellenden Endlagendämpfung gezeigt. In dieser Ausführung ist der Hubraum 9 im Zylinderkolben 22 angeordnet, ebenso wie der Verbindungskanal 14, das Rückschlagventil 12, der Dämpfkanal 16 und der Entlüftungskanal 5. Ansonsten ist die Funktion dieser Endlagendämpfung identisch mit der unter Bezug auf Fig. 2 beschriebenen.

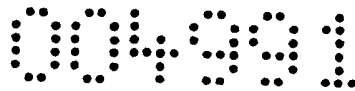
Fig. 4 zeigt eine weitere mögliche Ausgestaltung der Erfindung. In diesem Beispiel ist das Hubelement als elastische Dämpfdichtung 24 ausgeführt. Die Dämpfdichtung 24 ist dabei an der Ausnehmung 23 des Zylinderkolbens 22 angeordnet. Die Dämpfdichtung 24 ist dabei hohl ausgeführt und bildet somit ein Volumen zwischen dem Zylinderkolben 22 und der Dämpfdichtung – den Hubraum 9. Beim Auffahren des Zylinderkolbens 22 auf den Dämpfzapfen 18 teilt die Dämpfdichtung 24 wieder das Zylindervolumen, wodurch wieder das Dämpfvolumen 19 entsteht. Durch die weitere Bewegung des Zylinderkolbens 22 und der damit verbundenen Druckerhöhung im Dämpfraum 19 wird die Dämpfdichtung 24 zusammengedrückt, wie in Fig. 4 strichliert angedeutet. Dadurch hebt die Dämpfdichtung 24 vom Dämpfzapfen 18 ab und es entsteht ein ringförmiger Entlüftungskanal 5 zwischen Dämpfdichtung 24 und Dämpfzapfen 18, durch den die im Dämpfvolumen 19 eingesperrte Luft wieder abströmen kann. Im Hubraum 9 wird durch die Druckbelastung durch den Arbeitsdruck  $p_1$  wieder eine Gasfeder mit progressiver Federkonstante gebildet, die dem Zusammendrücken der Dämpfdichtung 24 entgegen wirkt. Die Funktion dieser Ausführung ist daher wieder identisch mit der unter Bezug auf Fig. 2 beschriebenen.

In den obigen Ausführungsbeispielen wird der Hubraum 9 immer durch den Arbeitsdruck  $p_1$  beaufschlagt. Es ist aber auch denkbar, den Hubraum 9 bzw. die adaptive Gasfeder von der Entlüftungsseite her zu beaufschlagen, wie nachfolgen anhand der Fig. 5 beschrieben wird. Auf Grund der üblichen Abluftdrosselung zur Geschwindigkeitsregulierung des Zylinderkolbens 22 ist auf der Entlüftungsseite ein Gegendruck  $p_3$  vorhanden, dessen Niveau niedriger ist als das der Belüftungsseite. Der Hubraum 9 wird in dieser Ausgestaltung über einen Verbindungskanal 14 und einem Kanal 11 mit dem Auslasskanal 3 verbunden, in dem der Entlüftungsdruck  $p_3$  anliegt. Im Verbindungskanal 14 bzw. im Kanal 11 ist wiederum ein Rückschlagventil 12 angeordnet, dass in Richtung des Entlüftungsdruckes  $p_3$  sperrt. Zum Ausgleich des nun niedrigeren Drucks im Hubraum 9 der adaptiven Gasfeder kann das Hubelement, hier wieder ein Dämpfkolben 7, mit unterschiedlich großen Kolbenflächen ausgeführt werden. Bis der Zylinderkolben 22 mit der Dämpfdichtung 21 auf den Dämpfzapfen 18 auffährt, sind der Druck  $p_2$  im Dämpfvolumen 19 und der Entlüftungsdruck  $p_3$  im Auslasskanal 3 gleich groß. Der Entlüftungsdruck  $p_3$  steht über den Verbindungskanal 14, das Rückschlagventil 12 und dem Kanal 11 auch im Hubraum 9 an. Schließt die Dämpfdichtung 21 das Dämpfvolumen 19 ab, fällt der Entlüftungsdruck  $p_3$  im Auslasskanal 3 stark ab. Im Hubraum

9 hingegen, bleibt dieser Druck auf Grund des Rückschlagventils 12 erhalten. Am Dämpfkolben 7 steht auf Seite 6 steht wieder der ansteigende Druck  $p_2$  im Dämpfvolumen 19 an und auf der anderen Seite des Dämpfkolbens 7 der Entlüftungsdruck  $p_3$  vor Dämpfbeginn. Ansonsten ist die Funktion dieser Endlagendämpfung identisch mit der unter Bezug auf Fig. 2  
5 beschrieben, wobei die adaptive Gasfeder nun vom Entlüftungsdruck  $p_3$  abhängig ist.

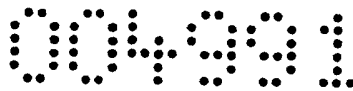
Selbstverständlich können die adaptiven Gasfedern der Endlagendämpfungen gemäß den Ausführungen nach den Figuren 3 und 4 wie oben beschrieben ebenfalls von der Entlüftungsseite, d.h. durch den Entlüftungsdruck  $p_3$ , beaufschlagt werden.

Die obigen Beispiele wurden zwar mit Luft als Druckmittel beschrieben, es ist aber selbstver-  
10 ständig ebenso möglich, anstelle von Luft ein beliebiges anderes geeignetes Gas als Druckmittel zu verwenden.



## Patentansprüche

1. Pneumatikzylinder mit einer selbsteinstellenden Endlagendämpfung mit einem Zylindergehäuse (15), in dem ein beweglicher Zylinderkolben (22) angeordnet ist, der an einer Seite von einem Arbeitsdruck ( $p_1$ ) beaufschlagt ist und sich durch die Bewegung des Zylinderkolbens (22) im Bereich der Endlage des Zylinderkolbens (22) ein von der nicht druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens (22) begrenztes Dämpfvolumen (19) ausbildet, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Endlagendämpfung einen Hubraum (9) umfasst, der von einem beweglichen Hubelement (7) und einem Teil des Pneumatikzylinders (1) begrenzt ist, wobei der Hubraum (9) über einen Verbindungskanal (14) mit dem den Zylinderkolben (22) beaufschlagenden Arbeitsdruck ( $p_1$ ) oder dem in einem Auslasskanal (3) anliegenden Entlüftungsdruck ( $p_3$ ) verbunden ist und das Hubelement (7) über einen Dämpfkanal (16) vom Dämpfdruck ( $p_2$ ) im Dämpfvolumen (19) beaufschlagt ist, **dass** im Verbindungskanal (14) vor dem Hubraum (9) ein Rückschlagventil (12) angeordnet ist, das in Richtung des Arbeitsdruckes ( $p_1$ ) bzw. des Entlüftungsdruckes ( $p_3$ ) sperrt **und dass** ein Entlüftungskanal (5) vorgesehen ist, der mit dem beweglichen Hubelement (7) offenbar ist und der mit dem Auslasskanal (3) verbunden ist.
2. Pneumatikzylinder nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Bereich des Endanschlags des Zylinderkolbens (22) ein sich in axialer Richtung in das Zylindergehäuse (15) erstreckender Dämpfzapfen (18) angeordnet ist und der Zylinderkolben (22) mit einer den Dämpfzapfen (18) aufnehmbaren Ausnehmung (23) ausgeführt ist.
3. Pneumatikzylinder nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Auslasskanal (3) seitlich am Zylindergehäuse (15) und axial beabstandet von einem Zylinderdeckel (4) angeordnet ist.
4. Pneumatikzylinder nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Hubelement als ein im Hubraum (9) geführt gelagerter Dämpfkolben (7) ausgeführt ist.
5. Pneumatikzylinder nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hubraum (9) in einem den Pneumatikzylinder (1) abschließenden Zylinderdeckel (4) angeordnet ist.
6. Pneumatikzylinder nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Hubraum (9) im Zylinderkolben (22) angeordnet ist.

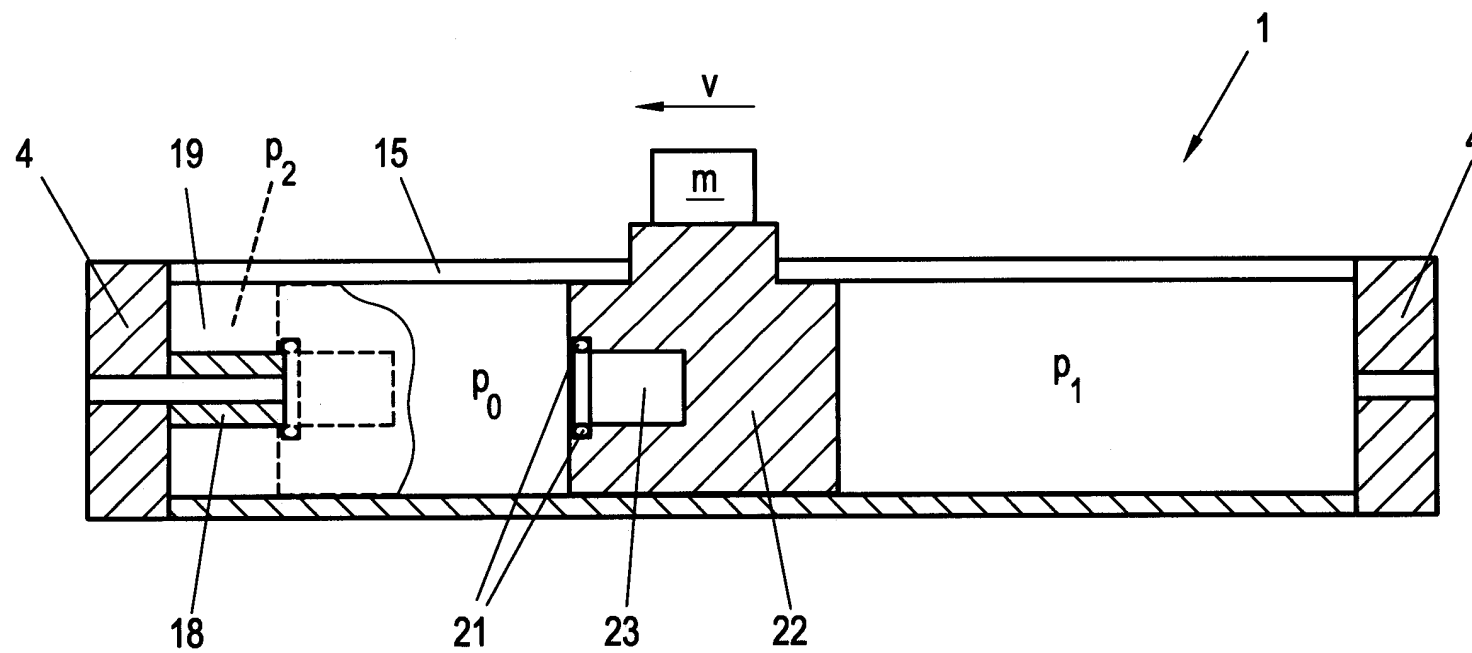


7. Pneumatikzylinder mit einer selbsteinstellenden Endlagendämpfung mit einem Zylindergehäuse (15), in dem ein beweglicher Zylinderkolben (22) angeordnet ist, der an einer Seite von einem Arbeitsdruck ( $p_1$ ) beaufschlagt ist und im Bereich des Endanschlags des Zylinderkolbens (22) ein sich in axialer Richtung in das Zylindergehäuse (15) erstreckender Dämpfzapfen (18) angeordnet ist und der Zylinderkolben (22) mit einer den Dämpfzapfen (18) aufnehmbaren Ausnehmung (23) ausgeführt ist und sich durch die Bewegung des Zylinderkolbens (22) im Bereich der Endlage des Zylinderkolbens (22) ein von der nicht druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens (22) begrenztes Dämpfvolumen (19) ausbildet, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Endlagendämpfung ein elastisches Dichtelement (24) umfasst, das zwischen Dämpfzapfen (18) und Zylinderkolben (22) angeordnet ist, wobei das Dichtelement (24) hohl ist und im Zylinderkolben (22) angeordnet ist und sich zwischen Zylinderkolben (22) und Dichtelement (24) ein Volumen (9) ausbildet, wobei das Volumen (9) über einen Verbindungskanal (14) mit dem den Zylinderkolben (22) beaufschlagenden Arbeitsdruck ( $p_1$ ) verbunden ist und das Dichtelement (24) vom Dämpfdruck ( $p_2$ ) im Dämpfvolumen (19) beaufschlagt ist, **dass** im Verbindungskanal (14) vor dem Volumen (9) ein Rückschlagventil (12) angeordnet ist, das in Richtung des Arbeitsdruckes ( $p_1$ ) sperrt **und dass** sich durch die Bewegung des Zylinderkolbens (22) durch Zusammendrücken des Dichtelements (24) zwischen Dämpfzapfen (18) und Dichtelement (24) ein Entlüftungskanal (5) ausbildet, der mit einem Auslasskanal (3) verbunden ist.
8. Pneumatikzylinder nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** am Pneumatikzylinder (1) eine Entlüftungsöffnung (17) vorgesehen ist, die mit dem Dämpfvolumen (19) verbunden ist.
9. Pneumatikzylinder nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** an beiden Endlagen des Zylinderkolbens (22) eine selbsteinstellende Endlagendämpfung angeordnet ist.
10. Verfahren zur selbsteinstellenden Endlagendämpfung eines in einem Zylindergehäuse (15) bewegten Zylinderkolbens (22) eines Pneumatikzylinders (1), der an einer Seite von einem Arbeitsdruck ( $p_1$ ) beaufschlagt wird und wobei durch die Bewegung des Zylinderkolbens (22) im Bereich der Endlage des Zylinderkolbens (22) ein von der nicht druckbeaufschlagten Seite des Zylinderkolbens (22) begrenztes Dämpfvolumen (19) gebildet wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** im Dämpfvolumen (19) durch die Bewegung des Zylinderkolbens (22) ein Dämpfdruck ( $p_2$ ) entsteht, mit dem ein Hubelement (7) oder ein elastisches Dichtelement (24) beaufschlagt wird, **dass** das Hubelement (7) oder das elastische Dichtelement (24) durch den Dämpfdruck ( $p_2$ ) gegen ein mit dem Arbeitsdruck ( $p_1$ ) oder dem Entlüftungsdruck ( $p_3$ ) beaufschlagtes abgeschlossenes Druckmittelvolumen bewegt wird **und dass** durch die

004991

728.AT/2

Bewegung des Hubelements (7) oder des elastischen Dichtelements (24) ein Entlüftungskanal (5) geöffnet wird.



**Fig. 1**  
(Stand der Technik)



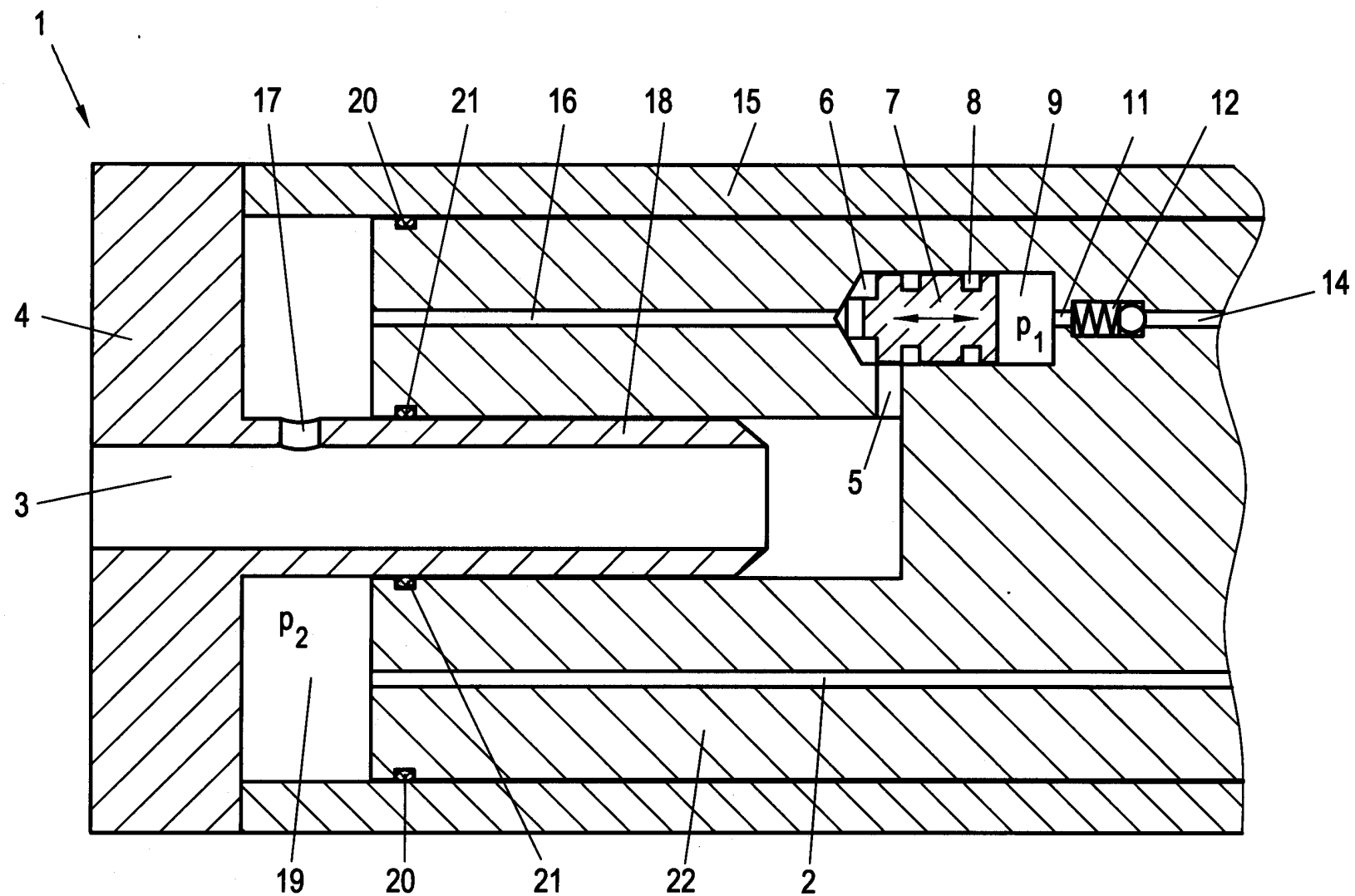


Fig. 3





**Fig. 4**

