



(11) **EP 2 280 178 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
12.12.2012 Patentblatt 2012/50

(51) Int Cl.:
F15B 11/02 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **10012415.5**

(22) Anmeldetag: **14.08.2006**

(54) **Steuervorrichtung und Steuerverfahren für eine Kolben-Zylinder-Anordnung**

Control arrangement and method for a piston-cylinder arrangement

Dispositif et méthode de contrôle pour un ensemble piston-cylindre

(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**

(30) Priorität: **12.09.2005 DE 102005043367**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.02.2011 Patentblatt 2011/05

(62) Dokumentnummer(n) der früheren Anmeldung(en)
nach Art. 76 EPÜ:
06776836.6 / 1 924 773

(73) Patentinhaber: **LAEIS GmbH
6868 Wecker (LU)**

(72) Erfinder:
• **Hahn, Matthias
54439 Saarburg (DE)**
• **Lutz, Ralph
54317 Lorscheid (DE)**

(74) Vertreter: **Leinweber & Zimmermann
Rosental 7, II. Aufgang
80331 München (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A1- 0 661 125 EP-A2- 1 387 090
WO-A-03/084704 DE-A1- 10 207 749
DE-A1- 19 800 721**

EP 2 280 178 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung, wobei die Kolben-Zylinder-Anordnung einen Zylinder und einen zumindest teilweise in dem Zylinder aufgenommenen und den Zylinderinnenraum längs der Zylinderachse in zwei Teilräume unterteilenden Kolben aufweist, mit einer mit einem ersten Teilraum verbundenen Ventilanordnung, die eine ein Ausströmen eines in dem ersten Teilraum aufgenommenen Fluids aus diesem Teilraum verhindernde Schließstellung einnimmt, wenn der Druck in dem Fluid kleiner als ein an der Ventilanordnung eingestellter Druckkontrollwert ist, und die in eine dieses Ausströmen ermöglichende Öffnungsstellung öffnet, wenn der Druck in dem Fluid größer als der eingestellte Druckkontrollwert ist, und ein Verfahren zur Steuerung einer solchen Kolben-Zylinder-Anordnung zum Ausführen einer Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder, sowie die Verwendung einer solchen Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung einer hydraulischen Presse.

[0002] Steuervorrichtungen dieser Art für eine Kolben-Zylinder-Anordnung, Wie EP 0 661 125 A1, sind beispielsweise aus dem Gebiet der Pressen bekannt. Dabei ist der Begriff Presse in diesem Zusammenhang als ein Sammelbegriff für unterschiedlich arbeitende hydraulische Pressen zu verstehen, mittels derer durch hydraulische Kraftaufbringung Produkte verschiedenster Art bearbeitet, insbesondere umgeformt oder hergestellt werden können. Beispiele für solche Pressen sind hydraulische Stanzpressen, Schlagscheren, Pressen für die Feuerfest- und Fliesenindustrie, Pressen zur Herstellung von Salzprodukten, Produkten aus Kalksandstein, Fliesen usw. Die Formgebung der Produkte kann dabei derart erfolgen, dass zwei Pressstempel, von denen mindestens eine längs einer Hauptachse der Presse beweglich ist, relativ zueinander bewegt werden und somit den Umformvorgang bewirken. Bei einer Presse im Einsatzgebiet der Feuerfestindustrie wird beispielsweise loses Schüttgut durch die Relativbewegung der Pressstempel in einer Matrize verdichtet, welche zumindest zum Teil die Form des durch den Pressvorgang hergestellten Presslings bestimmt. Im Gegensatz zu einem Stanzpress- oder Schlagschervorgang, dessen Beendigung durch den vollzogenen Stanz-Schritt oder Abschervorgang gegeben ist, wird der Formgebungsvorgang der eben beschriebenen Presse der Feuerfestindustrie abgeschaltet, wenn entweder ein bestimmter Weg von den Pressstempeln zurückgelegt wurde, ein bestimmter Druck in den Hauptzylindern erreicht wird oder auch, wenn diese beiden Kriterien in einem definierten Toleranzbereich liegen.

[0003] Dabei werden Kolben-Zylinder-Anordnungen, die von einer Steuervorrichtung der eingangs genannten Art gesteuert werden, nicht nur für die Hauptzylinder oder Haupt-Pressstempel eingesetzt, sondern auch für Nebenfunktionen, die ebenfalls mit Hilfe von der Steuervorrichtung gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnungen

ausgeführt werden. Eine solche Nebenfunktion ist beispielsweise das Verfahren einer Matrizenwandung einer Matrize einer eben vorgestellten Presse aus dem Einsatzgebiet der Feuerfestindustrie nach Abschluss des Pressvorgangs. Es handelt sich dabei um das sogenannte Ausformen des Presslings aus der Matrize, wobei sich der Pressling gegen einen feststehenden Stempel oder einen Hauptzylinder abstützt, die Matrizenwandung durch eine von einem von der Steuervorrichtung gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnung bewirkten Bewegung relativ zu der Hauptarbeitsachse verfahren wird und so die Matrize von dem Pressling entfernt wird.

[0004] Der Ausformvorgang kann dabei, je nach Anordnung der von der Steuervorrichtung gesteuerten Nebenzylinder bezüglich der Presse, durch eine Wirkrichtung in Richtung der ausfahrenden oder in Richtung der einfahrenden Kolbenstange des Nebenzylinders erfolgen. Selbstverständlich ist es auch möglich, bei festgehaltener Matrizenwandung den Pressling durch eine Bewegung eines von der Steuervorrichtung gesteuerten Hauptzylinders auszuformen.

[0005] Betrachtet man die Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung im Hinblick auf das eben beschriebene Ausformen eines Presslings aus einer Matrize, so hat die mit dem ersten Teilraum verbundene Ventilanordnung die bekannte Funktion, das Eigengewicht der beispielsweise an die Kolben solcher Kolben-Zylinder-Anordnungen gekoppelten Matrize auszugleichen. Dazu ist an der Ventilanordnung ein Druckkontrollwert eingestellt, der mindestens so hoch ist wie der Druck in einem im ersten Teilraum aufgenommenen Fluid, der durch das Eigengewicht der Matrize hervorgerufen wird. Demnach ist (ohne weitere angelegte Drücke) die Schließbedingung erfüllt, das Fluid kann nicht aus dem ersten Teilraum ausströmen und die Matrize ist folglich in einer vorgegebenen Position gehalten, da das Eigengewicht durch den Fluidruck ausgeglichen wird.

[0006] Es hat sich allerdings herausgestellt, dass Steuervorrichtungen der eingangs beschriebenen Art bezüglich ihrer Dauerhaftigkeit und der Dauerhaftigkeit der von ihr gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnung bei normal üblicher technischer Auslegung nur wenig zufriedenstellend sind, da nach relativ kurzer Betriebszeit Schäden an Bauteilen der Steuervorrichtung selbst wie Wegerfassungssystemen oder Leitungssystemen, oder Schäden an der Kolben-Zylinder-Anordnung, z. B. den Schweißnähten sowie diverse weitere mechanische Schädigungen auftreten. Die so beobachtete wenig zufriedenstellende Lebensdauer von Bauteilen der Steuervorrichtung und der von ihr gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnung hat zur Folge, dass die entsprechenden Teile verstärkt ausgelegt werden müssen, da sie sonst kostspielig repariert oder ausgetauscht werden müssen, und ggf. die Presse während der Reparaturarbeiten nicht betrieben werden kann, somit also Produktionsausfälle entstehen.

[0007] Es ist versucht worden, dieses Problem dadurch zu beheben, dass in Leitungssystemen der Steu-

ervorrichtung Dämpfer wie etwa hydropneumatische Schockabsorber eingebaut worden sind. Solche Maßnahmen hatten allerdings nicht den gewünschten Erfolg.

[0008] Angesichts dieses oben beschriebenen, im Stand der Technik bestehenden Problems liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, eine Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung der eingangs genannten Art bereitzustellen, die bei Einsatz in einer Presse einerseits selbst eine erhöhte Dauerhaftigkeit aufweist, aber auch die Dauerhaftigkeit der von ihr gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnung erhöht und somit eine längere Lebensdauer dieser Teile der Presse ermöglicht.

[0009] Diese Aufgabe wird überraschend einfach gelöst durch eine an die Ventilanordnung und den ersten Teilraum gekoppelte und der Vorbereitung der Dämpfung einer durch eine von einer auf den Kolben in Richtung des ersten Teilraums wirkenden Last verursachten Bewegung des Kolbens ausgelösten Druckbelastung in dem Fluid dienenden Vorspanneinrichtung, mittels der unabhängig von der Last eine Druckerhöhung in dem Fluid auf einen vorbestimmten Druckvorspannwert erzeugbar ist.

[0010] Dieser Erfindung liegt eine genaue und ausführliche Analyse der dynamischen Druckverhältnisse im gesamten hydraulischen System der Steuervorrichtung und der Kolben-Zylinder-Anordnung zugrunde. Als Ergebnis dieser Analyse ist erkannt worden, dass mechanische Belastungen für die wenig zufriedenstellende Dauerhaftigkeit herkömmlicher Steuervorrichtungen verantwortlich sind, welche wiederum durch mechanische Schwingungsanregungen des gesamten hydraulischen Systems verursacht werden. Diese mechanischen Schwingungsanregungen entstehen, nachdem ein in einem der Teilräume der Kolben-Zylinder-Anordnung aufgenommenes Fluid durch eine Bewegung des Kolbens längs der Zylinderachse einer Druckerhöhung ausgesetzt worden ist, und dessen Ausströmen gegen einen Strömungswiderstand erfolgt. Dadurch entsteht eine Druckspitze in dem hydraulischen System, welche der diese Druckerhöhung bewirkenden Bewegung des Kolbens entgegengesetzt wirkt. Das bedingt eine Schwingungsanregung mit einer entsprechend hohen mechanischen Belastung für die gesamte Anordnung.

[0011] Bei einer erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung sorgt dagegen die von der Vorspanneinrichtung erzeugte Druckerhöhung in dem Fluid für eine Druckvorspannung in dem Fluid. Diese Druckvorspannung hat zur Folge, dass die Eigenfrequenz der von der Steuervorrichtung gesteuerten Kolben-Zylinder-Anordnung entsprechenden hydraulischen Achse erhöht ist, wodurch ansonsten ungedämpft auftretende Druckspitzen stark gedämpft werden und somit nicht mehr zu Beschädigungen führen können.

[0012] Zur weiteren Verdeutlichung der Wirkungsweise der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung wird das oben betrachtete

Beispiel einer Presse im Einsatzgebiet der Feuerfestindustrie wieder aufgegriffen, und obige Analyse anhand dieses Beispiels erläutert. Bei diesem Beispiel wird die von der Steuervorrichtung gesteuerte Kolben-Zylinder-Anordnung für eine Nebenfunktion zum Ausformen des Presslings aus der Matrice durch Verfahren der Matrice eingesetzt

[0013] Zunächst ist zu betrachten, dass die Kräfte, welche beim Einsatz einer solchen Presse im Formgebungsbereich wirken, im Größenbereich von 4000 kN bis 36000 kN liegen. Wird loses Schüttgut in der Matrice durch den Einsatz solcher Kräfte verdichtet und in Form gebracht, entsteht auch quer zur Haupt-Arbeitsachse ein hoher Druck auf die Seitenwände der Matrice, weil das Schüttgut mit großen Kräften quer zur Hauptarbeitsachse gegen die Seitenwände der Matrice gepresst wird. Zwischen dem Pressling und der Matrizenwandung besteht, auch nach Beendigung des Umformvorgangs, eine entsprechend hohe Haftreibung. Diese muss beim Ausformen des Presslings von der Kolben-Zylinder-Anordnung überwunden werden. Daher ist zumindest zur Auslösung der Matrizenbewegung eine hohe Kraft erforderlich.

[0014] Die genaue Höhe der zum Überwinden der Haftreibung benötigten Kraft ist allerdings nicht genau berechenbar, da sie von sehr vielen Parametern abhängt, beispielsweise von dem verpreßten Material, von der Anzahl der Kavitäten in der Matrice, von der Preskraft, von den Abmessungen des Presslings (der Oberfläche, welche mit der Matrizenwandung in Berührung steht) usw.

[0015] Entsprechend dieser zum Ausformen benötigten unbekannten Kraft erfolgt auch das übliche Verfahren zum Ausformen des Presslings. Dazu wird in einem (zweiten) Teilraum des Zylinders, beispielsweise kolbenseitig, relativ langsam ein Druck aufgebaut, der beim Erreichen einer kritischen Größe ausreichend ist, die zum Überwinden der Haftreibung benötigte Kraft über die Kolben-Zylinder-Anordnung auf die Matrizenwandung wirken zu lassen. Mit Überwindung der Haftreibung erfolgt schlagartig der Übergang von der Haftreibung zur Gleitreibung, der Kolben bewegt sich und der Ausformvorgang des Presslings wird eingeleitet.

[0016] Durch die einsetzende Bewegung des Kolbens wird allerdings eine schlagartige Druckerhöhung in dem anderen (ersten) Teilraum, genauer gesagt in dem dort aufgenommenen Fluid bewirkt. Der Grund für diese schlagartige Druckerhöhung ist, dass sich während des Druckaufbaus auf der Kolbenseite bzw. in dem auf der Kolbenseite aufgenommenen Fluid in dem unter Druck stehenden Volumen des Zylinderraums auf der Kolbenseite ein definiertes Kompressionsvolumen gebildet hat. Die in sehr kurzer Zeit (20 ms) erfolgende Entspannung dieses Kompressionsvolumens sorgt für eine Bewegung des Kolbens in Richtung des ersten Teilraums, welche dort die schlagartige Druckerhöhung bewirkt. Infolge der schlagartigen Druckerhöhung wird die Achse, d. h. das Fluid in dem ersten Teilraum sehr stark in Richtung der Bewegung beschleunigt. Dabei können sich

rechnerisch Beschleunigungswerte von mehr als 10 g ergeben. Der mit dieser Beschleunigung einhergehende Volumenstrom des Fluids wird üblicherweise auf eine geschlossene Ventilanordnung mit einem eingestellten Druckkontrollwert geleitet, der höher ist als ein Druck in dem Fluid, der lediglich durch das Matrizeneigengewicht hervorgerufen werden würde. Entsprechend dem eingestellten Druckkontrollwert wird die Achse schließlich über einen unkontrollierten Druckaufbau in dem ersten Teilraum abgebremst, wobei ein hoher eingestellter Druckkontrollwert größere Verzögerungswerte bewirkt als ein niedrig eingestellter Druckkontrollwert. Da bei dieser Ansteuerung die Ventilanordnung erst durch den durch die Beschleunigung entstehenden Druckimpuls geöffnet wird, erfolgt diese Maßnahme nicht ausreichend "schnell", so dass durch den unkontrollierten Druckaufbau in dem ersten Teilraum eine Druckspitze entsteht, die bis zu dem sechsfachen Wert des eigentlichen Lastdrucks ansteigen kann.

[0017] Bei herkömmlichen Steuervorrichtungen für die Kolben-Zylinder-Anordnung ist die Eigenfrequenz der Achse klein, und die Dämpfung der Druckspitze entsprechend schwach, so dass eine Schwingungsanregung mit den angesprochenen negativen Auswirkungen für die Maschine entstehen kann.

[0018] Bei einer Steuervorrichtung gemäß dieser Erfindung ist dagegen eine Druckvorspannung in dem Fluid in dem ersten Teilraum, und somit eine große Eigenfrequenz der hydraulischen Achse vorgesehen. Eine Schwingungsanregung kann nicht mehr entstehen, oder ist derart stark gedämpft, dass die negativen Auswirkungen für die Maschine stark verringert sind.

[0019] Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung kann erreicht werden, indem die Druckerhöhung gerade so erzeugt wird, dass der Druck in dem Fluid möglichst nahe an oder über dem Druckkontrollwert liegt. Solange der Druck unter dem Druckkontrollwert bleibt, verbleibt die Ventilanordnung noch in Schließstellung, aber für die Öffnung der Ventilanordnung ist nur noch eine entsprechend geringe weitere Druckerhöhung nötig, die Ventilanordnung ist also "quasi vorgeöffnet". Wenn der Druck bereits über dem Druckkontrollwert liegt, ist die Ventilanordnung vorgeöffnet. Natürlich sollte in diesem Fall die Bewegung des Kolbens erfolgen, bevor durch das dann erfolgende (wenn auch geringe) Ausströmen des Fluids die Druckvorspannung zu stark abgebaut ist. In beiden Fällen, insbesondere im zweiten Fall wird zusätzlich erreicht, dass die Ansprechzeit der Ventilanordnung gegenüber dem Fall ohne Druckvorspannung deutlich verringert wird. Damit kann das Ausströmen des Fluids aus dem ersten Teilraum schneller einsetzen, was die Höhe der schädlichen Druckspitze reduziert.

[0020] Ein weiterer Vorteil der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung ist, dass die Druckvorspannung sowie die (quasi) Voröffnung der Ventilanordnung vorbereitend hergestellt werden kann, also nicht erst hergestellt wird, wenn durch Sensoren oder andere Mechanismen die

Druckerhöhung in dem ersten Teilraum registriert wird. Auf diese Weise ist ein sehr unkomplizierter und wenig anfälliger Mechanismus gegeben, der die Schwingungsanregung verhindert oder zumindest die schädlichen Wirkungen der Schwingungsanregung stark reduziert.

[0021] Vorteilhaft ist der Druckvorspannwert gleich dem Druckkontrollwert oder nur geringfügig größer als der Druckkontrollwert, etwa um 0,1 % oder mehr, bevorzugt 0,5% oder mehr und insbesondere 1 % oder mehr. So kann die Voröffnung der Ventilanordnung zufriedenstellend erreicht werden. Auch wird mit solchen Vorspannwerten eine zufriedenstellende Verzögerung der Achse erreicht. Zweckmäßig beträgt die Differenz aus Druckvorspannwert und Druckkontrollwert 20% oder weniger, bevorzugt 10% oder weniger und insbesondere 5% oder weniger des Druckkontrollwerts. So bleibt der Ausströmfluss des Fluids ausreichend gering, und die Druckvorspannung baut sich nicht zu schnell ab.

[0022] In einer bevorzugten Ausführungsform ist die Ventilanordnung mindestens zweistufig aufgebaut, wobei sie eine Hauptstufe aufweist, deren Freigabe-/Sperrstellung der Öffnungs-/Schließstellung der Ventilanordnung entspricht, und die ihre Freigabestellung nur einnehmen kann, wenn eine Vorstufe, an der der Druckkontrollwert eingestellt ist, geöffnet ist, wobei zur Einnahme der Freigabestellung nach Öffnung der Vorstufe nur eine im Vergleich zu dem Druckkontrollwert kleiner Druck erforderlich ist. Durch den Einsatz der beschriebenen zweistufigen Ventilanordnung wird der Hauptstufe durch die Voröffnung der Vorstufe (des Pilotventils) eine Last simuliert. Es wird erreicht, dass bei Öffnung der Vorstufe zur Öffnung der Hauptstufe nicht mehr eine Kraft, die dem eingestellten Druckkontrollwert entspricht, aufgewendet werden muss, so dass die Hauptstufe unmittelbar nach ihrem Öffnen gleich ein Ausströmen des Fluids mit großem Volumenstrom ermöglicht. Der im Vergleich zu dem Druckkontrollwert kleine Druck entspricht einer in dem Schließmechanismus der Hauptstufe vorgesehen nicht-hydraulischen Verschleißkraft.

[0023] Zweckmäßig sind dabei die erfindungsgemäß vorgesehene Vorstufe und Hauptstufe derart mit dem ersten Teilraum hydraulisch verbunden, dass der Druck in dem Fluid einerseits an einer Lastseite der Hauptstufe, deren Druckbeaufschlagung der Sperrung der Hauptstufe entgegenwirkt, und andererseits an einer Steuerseite der Hauptstufe, deren Druckbeaufschlagung der Freigabe der Hauptstufe entgegenwirkt, sowie an der Vorstufe anliegt, wobei vorzugsweise die Länge einer zumindest abschnittsweise eine Umgehungsleitung aufweisenden Verbindung zwischen erstem Teilraum und Steuerseite größer ist als die Länge einer Verbindung zwischen erstem Teilraum und Lastseite. Umgehungsleitung meint hier eine Umgehung der Lastseite der Hauptstufe. Die Länge der Verbindung ist hier nicht zwangsläufig als räumliche Länge, sondern als Maß für die Zeit zu verstehen, die für eine Druckausbreitung entlang der Verbindung benötigt wird. So bewirkt beispielsweise ein Drosselsystem eine "Verlängerung" der Verbindung.

[0024] Die Hauptstufe ist damit bei geschlossener und, solange keine Strömungskräfte auftreten, d.h. die Achse in Ruhelage ist, auch bei vorgeöffneter Vorstufe hydraulisch druckausgeglichen, wird aber durch eine nicht-hydraulisch wirkende Verschleißeinrichtung, beispielsweise eine Feder, gesperrt. Die Feder kann dabei zweckmäßig eine in Druck umgerechnete Federkraft von 0,5-20 bar, vorzugsweise 1-10 bar und insbesondere 3-5 bar aufbringen. Eine von der Bewegung des Kolbens bewirkte Druckerhöhung in dem Fluid erreicht die Lastseite der Hauptstufe zeitversetzt vor der Vorstufe und auch vor der Steuerseite der Hauptstufe, mit der Auswirkung, dass die Hauptstufe unter Wirkung des geringeren Drucks an der Steuerseite als an der Lastseite öffnet und das Ausströmen des Fluids über die Hauptstufe erfolgen kann. Vorteilhaft entsteht auf diese Weise (wenn überhaupt) nur ein minimaler zeitlicher Versatz durch das Öffnen der Vorstufe und das anschließende volle Öffnen der Hauptstufe. Sobald der Druck in dem Fluid durch das Ausströmen des Fluids unter den Druckkontrollwert sinkt, schließt die Hauptstufe mittels der Verschleißeinrichtung.

[0025] Zweckmäßig wird die erfindungsgemäß vorgesehene lastunabhängig erzeugte Druckerhöhung des Fluids aus einem Speichersystem bewirkt, das über ein Leitungssystem an den ersten Teilraum/die Ventilanordnung gekoppelt ist. So kann die Herstellung der Druckvorspannung zyklusunabhängig besonders einfach realisiert werden. Dabei kann ein in solchen Steuervorrichtungen eventuell bereits vorhandenes Speichersystem für diese weitere Funktion genutzt werden. Ein weiterer Vorteil der zyklusunabhängig hergestellten Druckvorspannung liegt darin, dass Schwingungsanregungen nicht auf den Dämpfungskreis der Ventilanordnung übertragen werden und die Hauptstufe so ein stabiles Einschwingverhalten zeigen. Ein sicheres Abbremsen der Bewegung des Kolbens kann so gewährleistet werden.

[0026] Die Kopplung des Speichersystems an die Ventilanordnung über das entsprechende Leitungssystem erfolgt zweckmäßigerweise direkt an eine Vorsteuerleitung zwischen Steuerseite der Hauptstufe und Vorstufe. So können unerwünschte Rückwirkungen von Druckerhöhungen im ersten Teilraum auf das Speichersystem selbst stark vermindert werden.

[0027] Weiter kann/können in dem das Speichersystem mit der Vorsteuerleitung verbindenden Leitungssystem, der Vorsteuerleitung und/oder in einem Abschnitt der Umgehungsleitung zwischen Last- und Steuerseite der Hauptstufe ein Drosselsystem/Drosselsysteme vorgesehen sein. Damit bleiben im statischen Zustand des Fluids die Druckverhältnisse ungeändert, allerdings können im dynamischen Betrieb Volumenstromvermindierungen und eine "Verlängerung" von Verbindungslängen (siehe oben) erreicht werden, die ein sicheres Ausströmen des Fluids wie gewünscht im wesentlichen vollständig über die Hauptstufe erfolgen lassen.

[0028] In einer besonders einfachen Auslegung der Steuervorrichtung kann die Druckerhöhung in dem Fluid

nicht nur in einer Steuerstellung, sondern dauerhaft bewirkt sein.

[0029] Bevorzugt kann der an der Ventilanordnung eingestellte Druckkontrollwert einstellbar sein, also insbesondere der maximale Druckvorspannwert einstellbar sein. Dies kann einerseits in einer konstruktiv einfachen Ausgestaltung durch manuelle Einstellung ermöglicht sein. Andererseits ist es für die Bündelung der gesamten Steuerung vorteilhafter, wenn der Druckkontrollwert proportional steuerbar ist, und insbesondere von einer Steuereinrichtung durch eine vorgegebene Steuerspannung eingestellt wird, wobei die Steuerspannung magnetisch auf einen Druckkontrollwert umgesetzt wird. Proportional steuerbar heißt dabei, dass der eingestellte Druckkontrollwert proportional der von der Steuereinrichtung vorgegebenen Steuerspannung ist.

[0030] Bei einer besonders zweckmäßigen Ausführungsform der Erfindung beträgt die Ansprechzeit der Ventilanordnung nach Vorspannung nur noch weniger als 50 ms, bevorzugt weniger als 20 ms und insbesondere weniger als 5 ms. Auf diese Weise kann, wie oben bereits erläutert, zusätzlich die Höhe einer sich entwickelnden Druckspitze vermindert werden.

[0031] Die bisher vorgestellten Merkmale der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung betreffen die Problematik, welche sich bei Beginn einer Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder der Kolben-Zylinder-Anordnung ergeben, insbesondere wenn die Bewegung mit der schlagartigen Überwindung einer der die Bewegung entgegenwirkenden Haltekraft erfolgt, wie beispielsweise dem Losbrechmoment beim Ausformvorgang eines Presslings aus einer Matrice. Ein weiterer Gesichtspunkt der Erfindung betrifft die Weiterführung eines so begonnenen Ausformvorgangs.

[0032] Dazu ist vorteilhaft vorgesehen, dass eine für eine hydraulisch bewirkte Relativbewegung des Kolbens in Richtung des ersten Teilraums benötigte Versorgung des zweiten Teilraums mit einem Hydraulikfluid in einer ersten Betriebsart mittels eines von einem Pumpsystem ausgehenden ersten Hydraulikfluidvolumenstroms zumindest abschnittsweise über ein erstes Leitungssystem und in einer zweiten Betriebsart mittels eines von einem Speichersystem ausgehenden zweiten Hydraulikfluidvolumenstroms zumindest abschnittsweise über ein zweites Leitungssystem erfolgen kann, sowie Mittel zum Umschalten von der ersten zur zweiten Betriebsart vorgesehen sind. So muß das Pumpsystem nur während der Aktivierung der ersten Betriebsart für die Relativbewegung zur Verfügung stehen.

[0033] Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Mittel zum Umschalten Mittel zur Erzeugung einer Erhöhung des in dem ersten Leitungssystem herrschenden Drucks, Mittel zur automatischen Freigabe einer Verbindung zwischen dem Speichersystem und dem zweiten Teilraum, wenn der in dem ersten Leitungssystem herrschende Druck eine vorgegebene Schwelle überschreitet, in einer ersten Ansteuerung sowie Mittel zur Aufrechterhaltung dieser Verbindung in einer zweiten Ansteuerung aufweisen. So

werden durch die automatische Freigabe der Verbindung zwischen Speichersystem und zweitem Teilraum ohne weitere benötigte Sensoren oder Steuerbefehle beim Wechsel der Druckquelle, aus der der Hydraulikfluidversorgung gespeist wird, keine Unstetigkeiten verursacht, und ein zufrieden stellender Übergang zwischen den beiden Betriebsarten eingeleitet.

[0034] Bevorzugt wird die Druckerhöhung durch Drosselung des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms mittels eines Drosselventils bewirkt. So kann der Übergang von einer Verdrängersteuerung in eine reine Drosselsteuerung ohne Einbuße von dynamischen Kennwerten erfolgen. Zweckmäßig ist das Drosselventil proportional steuerbar ausgelegt, was eine einfache zentrale Steuerung ermöglicht. Auch kann das Drosselventil noch weitere Funktionen erfüllen, z. B. ein generelles Umschalten der Richtung der Relativbewegung bewirken. Eine Drosselung des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms bewirkt aber auch ein Abbremsen der Relativbewegung, somit kann die erste Ansteuerung als eine Bremsansteuerung charakterisiert werden. Dagegen lässt sich die zweite Ansteuerung als Positionieransteuerung charakterisieren, die zum Umschalten gewählt wird (und die während der zweiten Betriebsart beibehalten werden kann).

[0035] Während der Verdrängersteuerung aus dem Pumpsystem ist der vom Pumpsystem erzeugte und im ersten Leitungssystem herrschende Druck grundsätzlich niedriger als der im Speichersystem vorhandene Druck. Die Druckschwelle, bei der die Freigabe zum Speichersystem automatisch erfolgt, ist dabei vorteilhaft im wesentlichen durch den im Speichersystem herrschenden Druck bestimmt, liegt aber geringfügig darüber. So kann ein bereits in der Anordnung vorhandener Druck als wesentliches Schwellenkriterium genutzt werden, was baulich besonders einfache Realisierungen der automatischen Freigabe ermöglicht.

[0036] Ein bedeutender Vorteil wird erzielt, wenn die Steuervorrichtung ein Überleiten eines überschüssigen Anteils des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms in das Speichersystem ermöglicht, wobei dieser Anteil entsteht, wenn bei unverändert beibehaltenen ersten Hydraulikfluidvolumenstroms die Drosselung des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms erfolgt. Das Pumpsystem reagiert nämlich langsamer als eine insbesondere mittels eines Drosselventils bewirkte Drosselung erfolgt. Könnte man den sich daraus ergebenden überschüssigen Anteil des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms nicht in das Speichersystem leiten, würden wiederum schädliche Druckspitzen im ersten Leitungssystem erzeugt werden. Zusätzlich wird auf diese Weise das Speichersystem nachgeladen.

[0037] Eine bevorzugte Realisierung der Mittel zur Freigabe der Verbindung zum Speichersystem sieht eine Zuschalt-Ventilanordnung vor, welche ein Speicher-Zuschaltventil mit einem mit dem ersten Leitungssystem verbundenen ersten Anschluss und einem mit dem zweiten Leitungssystem verbundenen zweiten Anschluss aufweist, deren jeweilige Druckbeaufschlagung dem

Schließen des Speicher-Zuschaltventils entgegenwirkt, wobei die Freigabe über eine durch Öffnung des Speicher-Zuschaltventils bewirkte Freischaltung einer Verbindung zwischen dem ersten Anschluss und dem zweiten Anschluss erfolgt. Auf diese Weise kann die Freigabe besonders einfach bewirkt werden, nämlich nur durch (automatische) Öffnung des Speicher-Zuschaltventils.

[0038] Weiter ist vorgesehen, dass das Speicher-Zuschaltventil einen dritten Anschluss aufweist, dessen Druckbeaufschlagung der Öffnung des Speicher-Zuschaltventils entgegenwirkt und von einer an den dritten Anschluss gekoppelten Ventilgruppe bestimmt ist, welche ein erstes Ventil aufweist, das in der ersten Ansteuerung geöffnet ist und eine Verbindung von dem dritten Anschluss zu dem zweiten Leitungssystem freigibt. Über eine solche Ventilgruppe kann ein zum Schließen des Speicher-Zuschaltventils erforderliche Druck in einfacher Bauweise aufgebracht werden.

[0039] In einer besonders zweckmäßigen Ausgestaltung ist bei dem Speicher-Zuschaltventil die Summe der Wirkflächen des ersten Anschlusses und des zweiten Anschlusses im wesentlichen gleich der Wirkfläche des dritten Anschlusses, und ein Verschleißelement, insbesondere in Form einer Feder, vorgesehen, das bei ausgeglichenen Druckverhältnissen das Schließen des Speicher-Zuschaltventils mit einer Kraft bewirkt, zu deren Ausgleich ein entsprechend auf die Wirkfläche des ersten Anschlusses umgerechneter Ausgleichsdruck nötig ist, und bei der die vorgegebene Schwelle durch die Summe aus im Speichersystem herrschenden Druck und Ausgleichsdruck bestimmt ist. Ein solches Speicher-Zuschaltventil kann einfach durch ein 2/2 Wegeeinbauventil realisiert werden. Die ausgeglichenen Druckverhältnisse bedeuten, dass ein hydraulisch bedingtes Kräftegleichgewicht herrscht, also die Summe aus dem Produkt der ersten Wirkfläche mit dem dort anliegenden Druck und dem Produkt der zweiten Wirkfläche mit dem dort anliegenden Druck gleich dem Produkt der dritten Wirkfläche mit dem dort anliegenden Druck ist. Im Fall dieses Kräftegleichgewichts bestimmt das Verschleißelement die Stellung des Speicher-Zuschaltventils.

[0040] Einmal zugeschaltet, kann die Verbindung zum Speichersystem besonders einfach dadurch aufrechterhalten werden, dass die Ventilgruppe ein zweites Ventil aufweist, das bei in zweiter Ansteuerung geöffneter Stellung den dritten Anschluss entlastet und das Aufrechterhalten der Verbindung zwischen Speichersystem und zweitem Teilraum ermöglicht, insbesondere nach einer durch einen an dem Speicher-Zuschaltventil vorgesehenen Sensor erfolgten Registrierung der Freigabe dieser Verbindung. Diese vollständige Druckentlastung vermindert schnell den hydraulischen Widerstand gegen die Öffnung des Speicher-Zuschaltventils. So kann der Wechsel von der ersten Ansteuerung (Bremsansteuerung) zu der zweiten Ansteuerung (Positionieransteuerung) ohne größeren Zeitverlust erfolgen.

[0041] In einer bevorzugten Ausführungsform der Steuervorrichtung sind weiter Mittel vorgesehen, die die

Freigabe der Verbindung zum Speichersystem in einer dritten Ansteuerung blockieren. Dies ist vorteilhaft, wenn in dem ersten Leitungssystem ein höherer Druck als der im Speichersystem herrschende aufgebaut werden soll, um z. B. den nötigen Druck zur Überwindung einer der Bewegung des Kolbens entgegenwirkenden Haltekraft aufzubringen. Wäre die Verbindung zwischen Speicher und zweitem Teilraum auch in diesem Fall zugeschaltet, wäre ein solcher Druckaufbau nicht möglich. Damit kann die dritte Ansteuerung auch als Druckaufbauansteuerung charakterisiert werden.

[0042] Eine zu diesem Zweck besonders vorteilhafte bauliche Realisierung ist gegeben, wenn die Ventilgruppe ein drittes Ventil aufweist, das bei in dritter Ansteuerung geöffneter Stellung durch eine Verbindung des dritten Anschlusses mit demjenigen aus erstem und zweitem Leitungssystem ausgewählten Leitungssystem, in dem ein höherer Druck herrscht, das Speicher-Zuschaltventil in geschlossener Stellung blockiert ist, wobei diese Auswahl des Leitungssystems insbesondere automatisch mittels eines an beide Leitungssysteme gekoppelten vierten Ventils erfolgt. Zweckmäßig kann dabei das vierte Ventil als einfaches Wechselventil ausgebildet sein

[0043] Sobald in der zweiten Ansteuerung (Positionieransteuerung) die Verbindung von Speichersystem und zweitem Teilraum zuverlässig aufrechterhalten wird, kann das Pumpsystem prinzipiell ausgeschaltet werden. In einer bevorzugten Ausführungsform wird das Pumpsystem allerdings mittels eines Entkoppelventils lediglich von dieser Verbindung weggeschaltet, und steht für weitere Funktionen, beispielsweise einer Ansteuerung weiterer Kolben-Zylinder-Anordnungen zur Verfügung.

[0044] Die Erfindung betrifft nicht nur eine Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung, sondern auch ein Verfahren zum Betrieb einer Kolben-Zylinder-Anordnung, wobei ein solches Steuerverfahren insbesondere mittels einer Steuervorrichtung der eben beschriebenen Art durchgeführt werden kann.

[0045] Bei dem erfindungsgemäßen Verfahren zur Steuerung einer Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder einer Kolben-Zylinder-Anordnung wird in einem ersten Verfahrensschritt mittels eines von einem Pumpsystem erzeugten ersten Hydraulikfluidvolumenstroms als Hydraulikfluidversorgungsversorgung in einer Verdrängersteuerung eine Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder der Kolben-Zylinder-Anordnung bewirkt, in einem zweiten Verfahrensschritt durch Drosselung des von dem Pumpsystem weiterhin erzeugten ersten Hydraulikfluidvolumenstroms ein Übergang von der Verdrängersteuerung in eine Drosselsteuerung und damit ein Abbremsen der Relativbewegung eingeleitet, wobei ein durch den Übergang gebildeter überschüssiger Anteil des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms durch eine automatische Freigabe einer Verbindung zwischen Pumpsystem und einem Speichersystem in das Speichersystem geleitet wird, und in einem dritten Verfahrensschritt eine Aufrechterhaltung dieser Verbindung be-

wirkt, und die Hydraulikfluidversorgung für die abgebremste Relativbewegung erfolgt von einem zweiten Hydraulikfluidvolumenstrom über die Verbindung aus dem Speichersystem.

[0046] Dieses Verfahren verbindet die Vorteile, einerseits z. B. Beschleunigung und Eilgangfahrt des Kolbens in der Kolben-Zylinder-Anordnung in der Verdrängersteuerung mit nur geringer Umwandlung von hydraulischer Druckenergie in Wärme durchführen zu können, andererseits eine Bremsbewegung des Kolbens aus dem Speichersystem zu fahren, wodurch das Pumpsystem für andere Aufgaben frei wird. Weiter vorteilhaft ist, dass der Übergang der Hydraulikfluidversorgung von Pumpsystem zu Speichersystem automatisch eingeleitet wird und ohne Unstetigkeiten erfolgt.

[0047] Zweckmäßig beginnt der Drosselvorgang an einem von einer Steuereinrichtung berechneten Bremszeitpunkt. So können beide Betriebsarten unter Einhaltung eines besonders effizienten Zeitablaufs ineinander übergehen.

[0048] Vorzugsweise erfolgt die automatische Freigabe über ein von einer Ventilgruppe gesteuertes und an das Pumpsystem über ein an einen ersten Anschluss angeschlossenes erstes Leitungssystem und an das Speichersystem über ein an einen zweiten Anschluss angeschlossenes zweites Leitungssystem gekoppeltes Speicher-Zuschaltventil, und ein erstes Ventil der Ventilgruppe ist in einer ersten Ansteuerung, insbesondere durch Nichtansteuern von einer/der Steuereinrichtung geöffnet und bewirkt geöffnet die automatische Freigabe, sobald der Druck in dem ersten Leitungssystem durch eine von der Drosselung verursachte Erhöhung eine vorgegebene Schwelle überschreitet. Auf dieser Weise ist bei dem Steuerverfahren das Umschalten zwischen den Hydraulikfluidversorgungs besonders unkompliziert durchzuführen, indem nur die Ansteuerung der Ventilgruppe von der Steuereinrichtung zu steuern ist.

[0049] Die Aufrechterhaltung der Verbindung zwischen Speichersystem und zweitem Teilraum erfolgt zweckmäßig, indem in dem dritten Verfahrensschritt ein zweites Ventil der Ventilgruppe in einer zweiten Ansteuerung insbesondere durch Ansteuern von der Steuereinrichtung geöffnet wird, durch dieses Öffnen ein dritter Anschluss des Speicher-Zuschaltventils entlastet wird und damit die Aufrechterhaltung bewirkt wird, wobei das Ansteuern von der Steuereinrichtung ausgelöst wird, indem insbesondere von einem an dem Speicher-Zuschaltventil vorgesehenen Sensor die Freigabe registriert und ein entsprechendes Signal an die Steuereinrichtung weiterleitet, während dabei das erste Ventil, insbesondere durch Ansteuern von der Steuereinrichtung geschlossen wird, und der erste Hydraulikfluidvolumenstrom von der Verbindung zu dem zweiten Teilraum weggeschaltet wird. Durch Öffnung des zweiten Ventils wird also der dritte Anschluss des Speicher-Zuschaltventils entlastet, wodurch dieses permanent geöffnet bleibt. Deshalb kann der erste Hydraulikfluidvolumenstrom dann auf ein anderes Ziel geschaltet werden. Vorteilhaft

ohne Zeitverlust kann das Umschalten des ersten und des zweiten Ventils erfolgen, wenn unmittelbar nach Freigabe ein Sensor diese registriert und ein entsprechendes Signal unmittelbar an die Steuereinrichtung weiterleitet.

[0050] Nach dem dritten Verfahrensschritt wird die Relativbewegung des Kolbens von einer aus dem Speichersystem gespeisten Drosselsteuerung gesteuert. Zweckmäßig wird nun in einem vierten Verfahrensschritt in einer/der zweiten Ansteuerung durch Drosselung des aus dem Speichersystem bewirkten zweiten Hydraulikfluidvolumenstroms die Relativbewegung unter Einnahme einer erwünschten relativen Bewegungsendlage zwischen Kolben und Zylinder zum Stillstand gebracht. Auf diese Weise kann eine Positionierung zwischen Kolben und Zylinder auf 0.01 mm genau erreicht werden.

[0051] Gegebenenfalls kann es zweckmäßig sein, noch vor dem ersten Verfahrensschritt einen vorbereitenden Verfahrensschritt durchzuführen, bei dem ein drittes Ventil der Ventilgruppe in einer dritten Ansteuerung insbesondere durch Ansteuern von der Steuereinrichtung geöffnet wird, wobei das erste Ventil insbesondere durch Ansteuern von der Steuereinrichtung und das zweite Ventil insbesondere durch Nichtansteuern von der Steuereinrichtung geschlossen werden, und die Freigabe verhindert wird, indem durch eine Verbindung des dritten Anschlusses mit demjenigen aus erstem und zweitem Leitungssystem ausgewählten Leitungssystems, in dem ein höherer Druck herrscht, das Speicher-Zuschaltventil in geschlossener Stellung blockiert wird, wobei die Auswahl dieses Leitungssystems insbesondere automatisch mittels eines an beide Leitungssysteme gekoppelten vierten Ventils erfolgt.

[0052] Dies ist besonders dann sinnvoll, wenn eine der Kolbenbewegung entgegengerichtete Haltekraft überwunden werden muss, bevor die eigentliche Bewegung beginnen kann, und dazu ein Druckaufbau im zweiten Teilraum und damit auch im ersten Leitungssystem bewirkt wird, der über den Druck im Speichersystem hinaus geht. Die dritte Ansteuerung kann so als Druckaufbauansteuerung charakterisiert werden.

[0053] Betreffend der Herstellung der Druckvorspannung in dem im ersten Teilraum aufgenommenen Fluid sieht die Erfindung ein Steuerverfahren vor, bei dem unabhängig von einer auf den Kolben in Richtung des ersten Teilraums wirkenden Last eine Druckerhöhung in dem Fluid auf einen vorbestimmten Druckvorspannwert erzeugt wird. So wird, wie oben beschrieben, sichergestellt, dass nach dem Auslösen der Bewegung keine schädlichen Wirkungen durch eine Schwingungsanregung entstehen können. Insbesondere ist dieses Verfahren zweckmäßig mittels einer Steuervorrichtung mit den oben erläuterten Ausführungen durchzuführen.

[0054] Anschließend kann dann mittels eines von einem Pumpsystem erzeugten Hydraulikfluidvolumenstroms der Druck in einem in dem zweiten Teilraum aufgenommenen Hydraulikfluid und damit die Last erhöht werden, bis die Bewegung des Kolbens in Richtung des ersten Teilraums ausgelöst wird. Insbesondere wenn der

Bewegung des Kolbens eine Last entgegenwirkt, deren Größe wie im Fall des Ausformvorgangs eines Presslings aus einer Matrize nicht von vorneherein bekannt ist, wird die Bewegung erst bei Erreichen des Losbrechmoments einsetzen. In einem solchen Fall kann die Druckerhöhung in dem zweiten Teilraum langsam erfolgen. So kann unter anderem verhindert werden, dass das Pumpsystem noch weitergehende Pumpleitungen aufbringt, die nicht mehr genutzt werden können.

[0055] Nun können die weiteren zum Verfahren und zur Positionierung des Kolbens erforderlichen oben beschriebenen Verfahrensschritte durchgeführt werden, wobei insbesondere der vorbereitende Verfahrensschritt durchgeführt wird, bevor die Bewegung des Kolbens ausgelöst wird, und insbesondere von einer Steuereinrichtung auf die Verdrängersteuerung mittels des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms geschaltet wird, sobald ein Wegmeßsystem die Auslösung der Bewegung registriert und ein entsprechendes Signal an die Steuereinrichtung weiterleitet hat.

[0056] Das in dieser Erfindung vorgestellte Steuerverfahren und die vorgestellten Steuervorrichtungen können für Kolben-Zylinder-Anordnungen unterschiedlichster Einsatzart sinnvoll verwendet werden, insbesondere wenn eine Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder erst nach Überwindung einer Haltekraft möglich wird. Speziell ist aber daran gedacht, die Steuervorrichtung für eine hydraulische Presse zu verwenden, insbesondere im Einsatz der Feuerfest- und Fliesenindustrie, wobei die von der Steuereinrichtung gesteuerte Kolben-Zylinder-Anordnung insbesondere für den bereits beispielhaft beschriebenen Ausformvorgang eines Presslings aus einer Matrize eingesetzt ist.

[0057] Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung können der folgenden Beschreibung des in den Figuren dargestellten Ausführungsbeispiels entnommen werden.

Fig. 1 ist eine schematische Längsschnittdarstellung einer hydraulischen Presse, deren Kolben-Zylinder-Anordnungen von der erfindungsgemäßen Steuervorrichtung gesteuert werden können und mittels des erfindungsgemäßen Steuerverfahrens betrieben werden können.

Fig. 2 ist eine schematische Darstellung der Steuervorrichtung mit angeschlossener Kolben-Zylinder-Anordnung. Dabei führt Fig. 2a die Bestandteile der Steuervorrichtung ein, Fig. 2b zeigt, auf welchem Weg eine Druckvorspannung in der Kolben-Zylinder-Anordnung bewirkt wird, und Fig. 2c stellt die Drucksituation in der Steuervorrichtung um einen Zeitpunkt dar, bei dem eine Relativbewegung zwischen Kolben und Zylinder der Kolben-Zylinder-Anordnung einsetzt.

Fig. 3 ist ein vergrößerter Ausschnitt der Steuervor-

richtung aus Fig. 2, der eine Zuschalt-Ventilanordnung zeigt. Dabei illustriert Fig. 3a die Schaltung einer Ventilgruppe und Drucksituation in einer dritten Ansteuerung (Druckaufbauansteuerung). Fig. 3b zeigt die Ventilgruppe in einer ersten Ansteuerung (Bremsansteuerung), bevor ein Speicher-Zuschaltventil öffnet. Fig. 3c zeigt die Ventilgruppe in der ersten Ansteuerung, wobei das Speicher-Zuschaltventil einen überschüssigen Anteil eines ersten Hydraulikfluidvolumenstroms auf ein Speichersystem leitet. Fig. 3d zeigt die Ventilgruppe in einer zweiten Ansteuerung (Positionieransteuerung).

[0058] Dabei sind den in den Figuren aufgeführten Komponenten folgende Bezugsnummern zugeordnet:

1 Ventilanordnung (Last-Kompensationsventil)

2 Hauptstufe

3 Drosselsystem (Drosselblende)

4 Vorstufe (Pilotventil)

5 viertes Ventil Wechselventil

6 Speichersystem

7 (zweites) Leitungssystem (mit Anschluss zum Speichersystem)

8 erster Teilraum (Zylinder-Ringflächenraum)

9 Kolben

10 Kolben (der Hauptstufe 2)

11 Verschleißeinrichtung (Feder)

12 Drosselventil (Proportional Wegeventil)

13 Drosselsystem (Blende)

14 Entkoppelventil (Wegeventil)

15 Pumpsystem

16 zweiter Teilraum (Zylinder-Kolbenflächenraum)

17 Fluid

18 Rohrleitungssystem (zum Ringflächenraum)

19, 19', 19'', 19''' Rückschlagventil

20 Matrize

21 Zylinder-Kolbenfläche

22 weitere Ansteuerung (z. B. Oberstempel)

23 Steuereinrichtung (elektronische Ansteuerung)

24 zweites Ventil (Zu-Auf-Ventil)

25 erstes Ventil (Auf-Zu-Ventil)

26 drittes Ventil (Zu-Auf-Ventil)

27 Wegmeßsystem

28 erstes Leitungssystem (mit Anschluss zum Pumpsystem)

29 Speicher-Zuschaltventil

30 Sensor

31 Zylinder-Ringfläche

42 Vorsteuerleitung

62 Abschnitt des (zweiten) Leitungssystems 7

100 hydraulische Presse

101 Oberholm

102 Unterholm

103 Oberstempel

104 Unterstempel

105 Matrize

106 Matrizenwandung

107 Verfahrssäule

109 Kolben-Zylinder-Anordnung

110 gepreßter Stein (Pressling)

A erster Anschluss (Grundfläche)

B zweiter Anschluss (Ringfläche)

C dritter Anschluss (Steuerfläche)

F_H Krafrichtung Haltekraft (Haftreibung)

F_K Krafrichtung Last (Kolben).

[0059] Im folgenden werden zunächst die Komponenten

ten der Steuervorrichtung, deren Anordnung und Funktionsweise beschrieben. Anschließend wird das Steuerungsverfahren für die Kolben-Zylinder-Anordnung anhand des Beispiels eines Ausformvorgangs eines Pressling aus einer Matrice bei einer hydraulischen Presse beschrieben.

[0060] Fig. 1 zeigt den schematischen Aufbau einer hydraulischen Presse 100 in einer Längsschnittdarstellung. Die hydraulische Presse 100 hat einen Oberholm 101 und einen Unterholm 102, wobei der Oberholm 101 sich auf Verfahrssäulen 107 abstützend oberhalb des Unterholms 102 angeordnet ist. Am Unterholm 102 befestigt ragt ein fester Unterstempel 104 senkrecht nach oben hervor. Am Oberholm 101 ist ein beweglicher Oberstempel 103 angeordnet, der zusammen mit dem Unterstempel 104 die Hauptarbeitsachse der hydraulischen Presse 100 bildet und der durch Bewegung auf den Unterstempel 104 ein zwischen Unterstempel 104 und Oberstempel 103 befindliches loses Schüttgut zu einem Stein (Pressling) 110 verpressen kann. Seitlich wird die Form des Presslings von einer Matrice 105 bestimmt. Die Matrice 105 ist fest mit einer Matrizenwandung 106 verbunden, welche entlang den Verfahrssäulen 107 verfahrbar gelagert ist. Zum Verfahren der Matrizenwandung dienen Kolben-Zylinder-Anordnungen 109, deren Kolben 9 durch eine nach unten gerichtete Ausstoßbewegung mit einer Kolbenkraft F_K die Matrice 106 in einem Ausformvorgang von dem Pressling 110 entfernen. Um eine solche Verfahrbewegung auslösen zu können, muss die Kolbenkraft F_K allerdings eine Haftreibungskraft F_H zwischen Pressling 110 und den Seitenwänden der Matrice 106 überwinden.

[0061] Fig. 2a zeigt die Komponenten der Steuervorrichtung in einem Steuerschema. In diesem Ausführungsbeispiel sind vier Kolben-Zylinder-Anordnungen vorgesehen, deren Kolben 9 fest mit der Matrice 20 (106 in Fig. 1) verbunden sind. Jeder Kolben 9 teilt den Innenraum des Zylinders seiner zugehörigen Kolben-Zylinder-Anordnung in zwei Teilräume, hier einen Zylinder-Ringflächenraum 8 (erster Teilraum), der von dem Kolben 9 selbst durchsetzt ist, und einen Zylinder-Kolbenflächenraum 16 (zweiter Teilraum). Ein in dem Zylinder-Ringflächenraum 8 befindliches Fluid 17 wirkt unter Druck über eine Zylinder-Ringfläche 31 als Wirkfläche einer Ausfahrbewegung des Kolbens 9 aus dem Zylinder entgegen. Das Fluid 17 ist hier ein geeignetes Hydraulikfluid. Entsprechend wirkt ein im Zylinder-Kolbenflächenraum 16 angeordnetes Hydraulikfluid über eine Zylinder-Kolbenfläche 21 als Wirkfläche unter Druck einer Einfahrbewegung des Kolbens 9 entgegen und kann ggf. eine Ausfahrbewegung des Kolbens 9 bewirken.

[0062] Diese vier Kolben-Zylinder-Anordnungen werden nun von einer Steuervorrichtung gesteuert, welche ein Pumpsystem 15 und ein Speichersystem 6 aufweist, die über eine Mehrzahl an Ventilen und Leitungssystemen an die Kolben-Zylinder-Anordnungen gekoppelt sind und je nach Schaltung der Mehrzahl von Ventilen die Druckverhältnisse in den Zylinder-Ringflächenräu-

men und/oder den Zylinder-Kolbenflächenräumen verändern kann und natürlich Ausfahr- oder Einfahrbewegungen der Kolben 9 bewirken kann. Dabei ist vorgesehen, dass die Steuerung der im folgenden näher beschriebenen Ventile und Ventilanordnungen wie auch des Pumpsystems 15 über eine Steuereinrichtung 23 elektronisch erfolgt.

[0063] Zunächst werden die Wirkweise und die Verbindungen des Pumpsystems 15 beschrieben. Das Pumpsystem 15 ist über ein. Rückschlagventil 19", welches einen Rückfluß eines von dem Pumpsystem 15 ausgehenden ersten Hydraulikfluidvolumenstroms zum Pumpsystem 15 zurück verhindert, an ein als Wegeventil ausgelegtes Entkoppelventil 14 angeschlossen. Je nach Schaltung des Entkoppelventils 14 kann der erste Hydraulikfluidvolumenstrom über ein weiteres Rückschlagventil 19"" auf das Speichersystem 6 geleitet werden, um in das Speichersystem 6 zu fördern. In Fig. 2a ist das Entkoppelventil 14 dementsprechend geschaltet gezeigt. In einer weiteren, durch die gekreuzten Pfeile symbolisierten Schaltstellung des Entkoppelventils 14 kann der erste Hydraulikfluidvolumenstrom für eine weitere Ansteuerung 22 verwendet werden, z. B. für die Hauptachse (Oberstempel) der in Fig. 1 gezeigten hydraulischen Presse. In einer weiteren, in Fig. 2c gezeigten Schaltung des Entkoppelventils 14 gelangt der erste Hydraulikfluidvolumenstrom zu einem weiteren Wegeventil, dem Drosselventil 12, zu einem Anschluss Grundfläche A (erster Anschluss) eines Speicher-Zuschaltventils 29 und zu einem Wechselventil 5 (viertes Ventil), wobei letztere später beschrieben werden. Je nach Schaltung des Drosselventils 12 kann der erste Hydraulikfluidvolumenstrom einerseits durch Drosselung auf Nulldurchgang blockiert werden, oder eine Verbindung zu den Kolben-Zylinder-Anordnungen ist hergestellt. Diese kann einerseits über ein weiteres Rückschlagventil 19' und ein Rohrleitungssystem 18 zu den Zylinder-Ringflächenräumen 8 erfolgen, oder in der in Fig. 2c gezeigten Schaltung des Drosselventils 12 zu den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16. Bezüglich der Drosselung ist das Wegeventil 12 proportional steuerbar.

[0064] Ist der erste Hydraulikfluidvolumenstrom aus dem Pumpsystems 15 auf die Zylinder-Kolbenflächenräume 16 gerichtet wie die Pfeile a - f in Fig. 2c illustrieren, kann eine Druckerhöhung in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 bewirkt werden.

[0065] Ob eine solche Druckerhöhung in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 auch zu einer Ausfahrbewegung der Kolben 9 führt, hängt u. a. davon ab, ob ein mit den Zylinder-Ringflächenräumen 8 über ein Rohrleitungssystem 18 verbundenes Last-Kompensationsventil 1 (Ventilanordnung) geöffnet oder geschlossen ist. Ist das Last-Kompensationsventil 1, bzw. dessen Hauptstufe 2 geöffnet, so kann das in den Zylinder-Ringflächenräumen 8 enthaltene Fluid 17 über das Rohrleitungssystem 18, die geöffnete Hauptstufe 2 und das Drosselventil 12 in einen Tank ausströmen. Ein solcher Strömungsweg ist in Fig. 2c durch die Pfeile g - n dargestellt.

[0066] Allerdings stellt bereits das Eigengewicht der an die Kolben 9 gekoppelten Matrise 20 eine Last dar, die für sich schon eine Ausfahrbewegung der Kolben 9 bewirken würde. Eine solche Ausfahrbewegung ist allerdings unerwünscht, und wird durch das Last-Kompensationsventil 1 wie folgt verhindert. Am Last-Kompensationsventil 1 wird ein Druckkontrollwert eingestellt, und eine Öffnung des Last-Kompensationsventils 1 und damit das Ausströmen des Fluids 17 aus den Zylinder-Ringflächenräumen 8 kann erst dann erfolgen, wenn der Druck in dem Fluid 17 den eingestellten Druckkontrollwert übersteigt. Dabei berechnet sich der zur Lastkompensation nötige Druckkontrollwert P wie folgt: $P = F/A_{31}$, wobei F die durch das Eigengewicht der Matrise 20 verursachte Kraft ist und A_{31} die Summe aller Zylinder-Ringflächen 31 ist.

[0067] Dabei besteht das Last-Kompensationsventil 1 aus einer Hauptstufe 2 und einer die Hauptstufe 2 vorsteuernden als Pilotventil wirkenden Vorstufe 4. Der eingestellte Druckkontrollwert liegt an dem Pilotventil 4 an, und das Pilotventil 4 öffnet, wenn der Druck in einer an dem Pilotventil 4 anliegenden Vorsteuerleitung 42 den eingestellten Druckkontrollwert übersteigt. Die Vorsteuerleitung 42 ist wiederum über eine Blende 13 mit Drosselwirkung mit dem Rohrleitungssystem 18 und damit mit den Zylinder-Ringflächenräumen 8 verbunden. Das heißt, im statischen Zustand liegt der Druck des Fluids 17 über die Vorsteuerleitung 42 auch am Pilotventil 4 an. Andererseits liegt dieser Druck nicht nur an einer der Schließung der Hauptstufe 2 entgegenwirkenden Lastseite der Hauptstufe 2 an, sondern auch auf einer der Öffnung der Hauptstufe 2 entgegenwirkenden Steuerseite der Hauptstufe 2. Da auch eine in der Hauptstufe 2 eingebaute Feder 11 dem Öffnen der Hauptstufe 2 entgegenwirkt, bleibt die Hauptstufe 2 geschlossen, solange nicht durch Öffnung des Pilotventils 4 die Steuerseite der Hauptstufe 2 druckentlastet wird, und die Hauptstufe 2 bei nur noch zu überwindender Federkraft der Feder 11 von in diesem Ausführungsbeispiel umgerechnet 4 bar öffnet. Schließen und Öffnen der Hauptstufe wird unmittelbar von einem Kolben 10 bewirkt, der auch die Blende 13 umfasst. Das Pilotventil 4 selbst ist ein bekanntes direkt proportional gesteuertes Druckentlastungsventil, wobei der Verschleißmechanismus magnetisch ist und proportional einer von der Steuereinrichtung 23 vorgegebenen Steuerspannung gesteuert ist.

[0068] Die erfindungsgemäße Vorspanneinrichtung umfasst in diesem Ausführungsbeispiel das Speichersystem 6, das (zweite) Leitungssystem 7 mit einem Abschnitt 62 und Drosselblenden 3. Die Ankopplung des Speicherdrucks erfolgt über eine Verbindung des Abschnitts 62 an die Vorsteuerleitung 42. Die Druckvorspannung in dem in den Zylinder-Ringflächenräumen 8 und dem Rohrleitungssystem 18 aufgenommenen Fluid 17 erfolgt aus dem Speichersystem 6 entlang der in Fig. 2b dargestellten Pfeile a - l.

[0069] Es wurde bereits gesagt, dass das erste Leitungssystem 28 eine Verbindung sowohl zum Speicher-

Zuschaltventil 29 als auch zum Wechselventil 5 besitzt. Auch das Speichersystem 6 ist, wie in den Figuren 2 und insbesondere 3 zu sehen ist, über das zweite Leitungssystem 7 an eine Ringfläche B des Speicher-Zuschaltventils 29 angeschlossen. Das Speicher-Zuschaltventil 29 selbst ist ein 2/2 Wegeeinbauventil, bei der die Wirkfläche des Anschlusses an die Grundfläche A der sogenannten 100 % Wirkfläche entspricht, die Wirkfläche des Anschlusses an die Ringfläche B der sogenannten 50 % Wirkfläche entspricht, sowie die Wirkfläche des weiter enthaltenen Anschlusses an die Steuerfläche C der sogenannten 150 % Wirkfläche entspricht. Drücke auf die Wirkflächen A und B wirken dem Schließen des Speicher-Zuschaltventils 29 entgegen, während ein Druck auf die Wirkfläche C zusammen mit dem umgerechneten Druck einer verschließenden Feder, der in diesem Ausführungsbeispiel etwa 4. bar beträgt, dem Öffnen des Speicher-Zuschaltventils 29 entgegenwirken. Natürlich müssen die Wirkflächen nicht tatsächlich im Verhältnis 100 %, 50 %, 150 % zueinander stehen, aber die Wirkfläche 150 % soll gleich der Summe der beiden Wirkflächen 100 % und 50 % sein. Das heißt, bei Druckgleichheit an allen Wirkflächen A, B und C ist das Speicher-Zuschaltventil 29 durch Wirkung der verschließenden Feder geschlossen.

[0070] Welcher Druck an der 150 % Wirkfläche (Steuerfläche C) anliegt, wird durch die Schaltung einer Ventilgruppe bestehend aus einem Auf-Zu-Ventil 25 (erstes Ventil), den Zu-Auf-Ventilen 24, 26 (zweites und drittes Ventil) und dem Wechselventil 5 bestimmt. Dabei bedeutet Auf-Zu-Ventil (Ventil 25), dass das Ventil in Grundschaltung, also nicht angesteuert, geöffnet ist, und bei Ansteuerung durch die Steuereinrichtung 23 geschlossen ist. Zwischenstellungen sind nicht vorgesehen. Entsprechend werden die Zu-Auf-Ventile 24 und 26 durch Ansteuerung der Steuereinrichtung 23 geöffnet, während sie in Grundstellung geschlossen sind. Jedes der Ventile 24, 25 und 26 stellt geöffnet eine Verbindung zu der Steuerfläche C des Speicher-Zuschaltventils 29 her. Diese Verbindung koppelt bei geöffnetem Ventil 25 an das zweite Leitungssystem 7 und damit druckmäßig an den Druck im Speichersystem 6. Die vom geöffneten Ventil 24 hergestellte Verbindung koppelt an einen Tank, entlastet also die Steuerfläche C des Speicher-Zuschaltventils 29 vollständig. Die Verbindung durch das geöffnete Ventil 26 koppelt an das Wechselventil 5. Dieses ist so ausgelegt, dass es die Steuerfläche C des Speicher-Zuschaltventils 29 an das erste Leitungssystem 28 koppelt, wenn der Druck im ersten Leitungssystem 28 größer als der Druck im zweiten Leitungssystem 7, und umgekehrt die Steuerfläche C an das zweite Leitungssystem 7 koppelt, wenn der Druck im zweiten Leitungssystem 7 größer als der Druck im ersten Leitungssystem 28 ist.

[0071] Es ist also vorgesehen, dass jeweils nur eines der Ventile 24, 25, 26 geöffnet ist, während die jeweils beiden anderen geschlossen sind. In einer Bremsansteuerung (ersten Ansteuerung) ist das Ventil 25 geöffnet, während die Ventile 24 und 26 geschlossen sind.

Diese Ansteuerung entspricht der Grundschialtung der drei Ventile 24, 25 und 26, da keines von ihnen von der Steuereinrichtung 23 angesteuert ist. In einer Positionieransteuerung (zweiten Ansteuerung) ist das Ventil 24 angesteuert und geöffnet, während das Ventil 25 angesteuert und geschlossen und das Ventil 26 nicht angesteuert und geschlossen ist. In einer Druckaufbauansteuerung (dritten Ansteuerung) ist das Ventil 26 angesteuert und geöffnet, während das Ventil 24 nicht angesteuert und geschlossen und das Ventil 25 angesteuert und geschlossen ist. In der Druckaufbauansteuerung ist das Speicher-Zuschaltventil 29 immer geschlossen.

[0072] Schließlich sind noch Systeme vorgesehen, welche der Steuereinrichtung 23 gewisse Informationen über den aktuellen Zustand der Steuervorrichtung signalisieren. So ist an dem Speicher-Zuschaltventil 29 ein Sensor 30 vorgesehen, der der Steuereinrichtung 23 mitteilt, ob das Speicher-Zuschaltventil 29 geöffnet oder geschlossen ist. Insbesondere signalisiert der Sensor 30 der Steuereinrichtung 23 unmittelbar, wenn in der Bremsansteuerung das Speicher-Zuschaltventil 29 öffnet.

[0073] Es ist auch ein Wegmeßsystem 27 vorgesehen, das die Position der Matrice 20 und damit auch die Position der Kolben 9 gegenüber den Kolben-Zylinder-Anordnungen an die Steuereinrichtung 23 signalisiert. Insbesondere signalisiert das Wegmeßsystem 27 der Steuereinrichtung 23 unmittelbar, wenn beim Ausformvorgang die Bewegung der Matrice 20 bzw. der Kolben 9 nach Überwindung der Haftreibung zwischen Pressling und Matrice 20 schlagartig einsetzt.

[0074] Schließlich ist in diesem Ausführungsbeispiel noch ein an das Rohrleitungssystem 18 gekoppeltes Druckentlastungsventil vorgesehen, das z. B. in Notfällen für eine Druckentlastung des Fluids 17 sorgen kann, sowie ein weiterer über ein Rückschlagventil 19 an die Zuleitung zu den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 gekoppelter Tank vorgesehen, aus dem die Zylinder-Kolbenflächenräume 16 ggf. durch Ansaugen Hydraulikfluid aufnehmen können, damit sich bei einer Ausfahrbewegung der Kolben 9 kein Vakuum in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 bilden kann.

[0075] Im folgenden wird ausführlich ein Verfahren zum Betrieb der Kolben-Zylinder-Anordnungen beschrieben, das in diesem Ausführungsbeispiel den kompletten Ausformvorgang eines Presslings aus der Matrice 20 ermöglicht. Ausgangspunkt für das Verfahren ist die in Fig. 1 dargestellte Situation, in der das lose Schüttgut bereits von der hydraulischen Presse 100 zu einem Stein 110 verpresst wurde, wobei nun die Matrice 105 gegen den Widerstand der Haftreibungskraft F_H mittels der Kolben-Zylinder-Anordnungen 109 nach unten verfahren werden soll.

[0076] Zunächst wird die Druckvorspannung in dem Fluid 17 in den Zylinder-Ringflächenräumen 8 und dem Rohrleitungssystem 18 durch Druckerhöhung aus dem Speichersystem 6 erzeugt. Dies ist durch die Pfeile a - l in Fig. 2b dargestellt. Der Druck in dem Fluid 17 wird so auf einen vorbestimmten Druckvorspannwert gebracht,

der gleich hoch eingestellt ist wie der an dem Pilotventil 4 eingestellte Druckkontrollwert, so dass beim Erzeugen der Druckvorspannung das Pilotventil 4 geöffnet wird, aber die Hauptstufe des Last-Kompensationsventils 1 noch geschlossen bleibt, aber "quasi-vorgeöffnet" wird, da deren Öffnung nun durch eine nur noch verhältnismäßig kleine zusätzliche Druckerhöhung (entsprechend der umgerechneten 4 bar Federkraft) in dem Fluid 17 bewirkbar ist. Gleichzeitig kann das 2/2 Wegeventil 12 bereits auf die in Fig. 2c gezeigte Schaltstellung der vollen Ansteuerung des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms in Richtung der Zylinder-Kolbenflächenräume 16 geschaltet werden. Die Ventilgruppe wird in die Druckaufbauansteuerung geschaltet, was ebenfalls in Fig. 2c zu sehen ist. Wie bereits erläutert, ist in dieser Druckaufbauansteuerung das Speicher-Zuschaltventil 29 zuverlässig geschlossen. Diese Ansteuerung ist in Fig. 3a dargestellt, wobei der Druck im ersten Leitungssystem 28 höher sein soll als der Druck im Speichersystem 6, so daß das Wechselventil 5 entlang der in Fig. 3a dargestellten Pfeile a, b' bis f das erste Leitungssystem 28 mit der Steuerfläche C des Speicher-Zuschaltventils 29 druckverbindet. Die Verbindungen der Grundfläche A und der Ringfläche B erfolgen wie in den weiteren Ansteuerungen auch durch die in Fig. 3a dargestellten Pfeile a, b bzw. g bis i.

[0077] Nun beginnt der Druckaufbau in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16. Dazu wird der erste Hydraulikfluidvolumenstrom aus dem Pumpsystem 15 durch Schaltung des 2/2 Wegeventils 14 in die in Fig. 2c gezeigte Schaltstellung auf die Zylinder-Kolbenflächenräume 16 gelenkt. Da, wie erläutert, nicht genau bekannt ist, wann die nötige Kraft zur Überwindung der Haftreibungskraft F_H bzw. der zum Erreichen dieser Kraft nötige Druck in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 erreicht ist, wird der Druck einfach solange langsam erhöht, bis mit schlagartiger Überwindung der Haftreibungskraft F_K die Bewegung der Matrice 20 und der Kolben 9 einsetzt.

[0078] In der Folge der schlagartigen Überwindung der Haftreibungskraft F_H wird die Achse durch das in den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16 gespeicherte und nun schlagartig freiwerdende Kompressionsvolumen nach unten beschleunigt. Allerdings entstehen durch die Wirkung der Druckvorspannung in dem Fluid 17 und die "quasi-Voröffnung" des Last-Kompensationsventils 1 trotz der auftretenden Druckbelastung keine Schäden an der Steuervorrichtung und den Kolben-Zylinder-Anordnungen. Ein sicheres Auffangen der Matrice 20 ist gewährleistet.

[0079] Mit der Registrierung der einsetzenden Bewegung der Matrice 20 bzw. der Kolben 9 durch das Wegmeßsystem 27 und dem Signalisieren dieser Information an die Steuereinrichtung 23 wird die nächste Verfahrensphase eingeleitet. Es soll die Matrice 20 in eine Entnahmeposition gefahren werden. Dies geschieht zunächst in einer Verdrängersteuerung mittels des vom Pumpsystem 15 ausgehenden ersten Hydraulikfluidvolumenstroms. Die Pumpleistung des Pumpsystems 15 wird da-

bei von der Steuereinrichtung 23 auf einen Leistungswert geschaltet, der über einen entsprechenden ersten Hydraulikfluidvolumenstrom die Verfahrbewegung der Matrize 20 gemäß einem von der Steuereinrichtung 23 berechneten Geschwindigkeitswert erfolgen läßt. Dabei ist der Druck in dem ersten Leitungssystem (28) geringer als der Druck im Speichersystem 6. Die Verfahrbewegung könnte nun durch Verminderung des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms pumpsystemseitig zu Ende geführt werden. Erfindungsgemäß ist aber eine unterschiedliche Weiterführung der Bewegung vorgesehen.

[0080] Die Ventilgruppe wird in der Bremsansteuerung angesteuert, so daß sich die in Fig. 3b dargestellte Drucksituation am Speicher-Zuschaltventil 29 ergibt. Wie immer sind Grundfläche A des Speicher-Zuschaltventils 29 mit dem ersten Leitungssystem 28 und Ringfläche B mit dem zweiten Leitungssystem 7 verbunden, hier durch die Pfeile a, b bzw. c bis e dargestellt. Die Steuerfläche C ist ebenfalls mit dem zweiten Leitungssystem 7 verbunden, wie durch die Pfeile c, d, e', f bis h in Fig. 3b dargestellt. In dieser Situation ist das Speicher-Zuschaltventil 29 geschlossen, kann allerdings geöffnet werden, sobald der Druck im ersten Leitungssystem 28 auf den Druck im Speichersystem 6 zuzüglich der in diesem Ausführungsbeispiel 4 bar zur Überwindung der Federkraft ansteigt.

[0081] An einem von der Steuereinrichtung 23 errechneten Bremszeitpunkt steuert die Steuereinrichtung 23 das 2/2 Wegeventil 12 so an, daß der Erster Hydraulikfluidvolumenstrom gedrosselt wird. Es erfolgt der Übergang von der Verdrängersteuerung in eine Drosselsteuerung, und die Matrizenbewegung wird entsprechend abgebremst. Dabei bleibt der von dem Pumpsystem 15 ausgehende erste Hydraulikfluidvolumenstrom auf dem gleichen Wert justiert. Durch die Drosselung bei gleichbleibender Pumpleistung erhöht sich der Druck im ersten Leitungssystem 28. Erreicht der Druck im ersten Leitungssystem 28 dabei die gerade angesprochene Druckschwelle, öffnet das Speicher-Zuschaltventil 29, und es ergibt sich die in Fig. 3c dargestellte Situation.

[0082] Der von dem Pumpsystem 15 ausgehende verbleibende überschüssige Anteil des ersten Hydraulikfluidvolumenstroms wird durch das geöffnete Speicher-Zuschaltventil 29 in das Speichersystem 6 geleitet. Dies erfolgt entlang der in Fig. 3c dargestellten Pfeile a bis f. Dieses Ableiten ist wichtig, da das Pumpsystem 15 langsamer (250 ms) reagiert als die Drosselung bewirkt wird (50 ms), und sich während des Reaktionszeitunterschieds (200 ms) sonst Druckspitzen im ersten Leitungssystem bilden würden. Die Druckverhältnisse um das Speicher-Zuschaltventil 29 sind nun hoch dynamisch. Es besteht nämlich nicht nur die durch die in Fig. 3c gezeigten Pfeile g bis j angedeutete Verbindung der Steuerfläche C zum Speichersystem 6, sondern auch eine durch die Pfeile a bis d, i, j angezeigte Verbindung des ersten Leitungssystems 28 zu der Steuerfläche C. Damit befindet sich das Speicher-Zuschaltventil 29 unmittelbar nach dem Öffnen in einem labilen Gleichge-

wicht.

[0083] In einer weiteren Verfahrensphase wird nun dieser labile Gleichgewichtszustand des Speicher-Zuschaltventils 29 beendet, und es wird für eine Hydraulikfluidversorgung der Verfahrbewegung aus dem Speichersystem 6 gesorgt. Der Sensor 30 registriert nämlich unmittelbar die erfolgte Öffnung des Speicher-Zuschaltventils 29 und signalisiert diese Information der Steuereinrichtung 23. Daraufhin steuert die Steuereinrichtung 23 die Ventilgruppe in der Positionieransteuerung an. Die sich daraus ergebende Situation ist in Fig. 3d dargestellt. Durch Schließen des Ventils 25 wird die Verbindung der Steuerfläche C zu dem Speichersystem 6 und dem ersten Leitungssystem 28 gekappt. Gleichzeitig wird durch Öffnen des Ventils 24 die Steuerfläche C zu dem Tank hin entlastet, wie durch die Pfeile a bis e in Fig. 3d angezeigt. Die Entlastung der Steuerfläche C bewirkt natürlich die sichere Öffnung des Speicher-Zuschaltventils 29, und damit die Herstellung einer Verbindung von dem Speichersystem 6 zu den Zylinder-Kolbenflächenräumen 16. Über diese Verbindung erfolgt nun entlang der in Fig. 3d gezeigten Pfeile f - k die für die Vollendung der Verfahrbewegung der Matrize 20 nötige Hydraulikfluidversorgung.

[0084] Durch die Drosselung des 2/2 Wegeventils 12 wurde ja bereits das Abbremsen der Verfahrbewegung eingeleitet. Jetzt geht es in der letzten Verfahrensphase noch um die genaue Positionierung der Matrize in die gewünschte Endposition. Dazu wird die nun aus dem Speichersystem 6 erfolgende Hydraulikfluidversorgung durch Ansteuerung des 2/2 Wegeventils 12 von der Steuereinrichtung 23 weiter gedrosselt, und damit in Drosselsteuerung die gewünschte Parkposition der Matrize bis auf 0,01 mm genau erreicht. Mit dem Erreichen der Parkposition ist der Ausformvorgang beendet.

[0085] Eine VJiederaufwärts-Verfahrbewegung der Matrize 20 auf eine Füllhöhe für einen weiteren Arbeitszyklus kann dann analog zu der entsprechenden Verfahrensphase des Ausformvorgangs erfolgen, wobei natürlich das 2/2 Wegeventil für die Aufwärtsbewegung in gerader Schaltstellung geschaltet wird. Dabei erfolgt wieder die Beschleunigung und Eilgangfahrt der Matrize 20 in einer vom Pumpsystem 15 versorgten Verdrängersteuerung, der Übergang der Verdrängersteuerung in eine Drosselsteuerung mit darauffolgendem Umschalten der Hydraulikfluidversorgung, die für die Positionierung wiederum aus dem Speichersystem 6 erfolgt.

[0086] Die die gesamte Abfolge steuernde Steuereinrichtung 23 ist eine elektronische Steuerung, welche derart ausgelegt ist, daß sie nicht nur immer wieder die gleiche zeitliche Abfolge der Funktionsabläufe mit gleichen Verfahrgeschwindigkeiten und Verfahrwegen bewirken kann, sondern vielmehr die zeitliche Abfolge der Funktionsabläufe variieren kann, in dem etwa Verfahrgeschwindigkeiten und Verfahrwege oder auch der Bremszeitpunkt von Zyklus zu Zyklus unterschiedlich aufgeschaltet werden können. Diese Verfahrgeschwindigkeiten, Verfahrwege und der Bremszeitpunkt können dabei

einerseits von der elektronischen Steuerung 23 berechnet werden, andererseits ist auch an die Möglichkeit gedacht, daß diese manuell eingegeben werden können.

[0087] Die Erfindung ist nicht allein auf das eben beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt. Vielmehr können die in der Beschreibung sowie in den Ansprüchen offenbarten Merkmale der Erfindung sowohl einzeln als auch in beliebiger Kombination für die Verwirklichung der Erfindung in ihren verschiedenen Ausführungsformen wesentlich sein.

Patentansprüche

1. Steuervorrichtung für eine Kolben-Zylinder-Anordnung, wobei die Kolben-Zylinder-Anordnung einen Zylinder und einen zumindest teilweise in dem Zylinder aufgenommenen und den Zylinderinnenraum längs der Zylinderachse in zwei Teilräume (8, 16) unterteilenden Kolben (9) aufweist, mit einer mit einem ersten Teilraum (8) verbundenen Ventilanordnung (1), die eine ein Ausströmen eines in dem ersten Teilraum (8) aufgenommenen Fluids (17) aus diesem Teilraum (8) verhindernde Schließstellung einnimmt, wenn der Druck in dem Fluid (17) kleiner als ein an der Ventilanordnung (1) eingestellter Druckkontrollwert ist, und die in eine dieses Ausströmen ermöglichende Öffnungsstellung öffnet, wenn der Druck in dem Fluid (17) größer als der eingestellte Druckkontrollwert ist, **gekennzeichnet durch** eine an die Ventilanordnung (1) und den ersten Teilraum (8) gekoppelte und die Dämpfung einer **durch** eine von einer auf den Kolben (9) in Richtung des ersten Teilraums wirkenden, **durch** Entspannen eines in dem zweiten Teilraum (16) gebildeten Kompressionsvolumens hervorgerufenen Last verursachten Bewegung des Kolbens (9) ausgelösten Druckbelastung in Form einer schlagartigen Druckerhöhung in dem Fluid (17) vorbereitenden Vorspanneinrichtung, mittels der unabhängig von der Last eine Druckerhöhung in dem Fluid (17) auf einen vorbestimmten Druckvorspannwert erzeugbar ist.
2. Steuervorrichtung nach Anspruch 1, wobei der Druckvorspannwert im wesentlichen gleich dem Druckkontrollwert, oder um 0,1% oder mehr, bevorzugt um 0,5% oder mehr und insbesondere um 1% oder mehr größer als der Druckkontrollwert ist.
3. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, wobei die Differenz aus Druckvorspannwert und Druckkontrollwert 20% oder weniger, bevorzugt 10% oder weniger und insbesondere 5% oder weniger des Druckkontrollwerts beträgt.
4. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, bei der die Ventilanordnung (1) mindestens zwei-

stufig aufgebaut ist, wobei sie eine Hauptstufe (2) aufweist, deren Freigabe/Sperrstellung der Öffnungs-/Schließstellung der Ventilanordnung (1) entspricht, und die ihre Freigabestellung nur einnehmen kann, wenn eine Vorstufe (4), an der der Druckkontrollwert eingestellt ist, geöffnet ist, wobei zur Einnahme der Freigabestellung nach Öffnung der Vorstufe (4) nur ein im Vergleich zu dem Druckkontrollwert kleiner Druck erforderlich ist.

5. Steuervorrichtung nach Anspruch 4, bei der Vorstufe (4) und Hauptstufe (2) derart mit dem ersten Teilraum (8) hydraulisch verbunden sind, dass der Druck in dem Fluid (17) einerseits an einer Lastseite der Hauptstufe (2), deren Druckbeaufschlagung der Sperrung der Hauptstufe (2) entgegenwirkt, und andererseits an einer Steuerseite der Hauptstufe (2), deren Druckbeaufschlagung der Freigabe der Hauptstufe (2) entgegenwirkt, sowie an der Vorstufe (4) anliegt, wobei vorzugsweise die Länge einer zumindest abschnittsweise eine Umgehungsleitung aufweisenden Verbindung zwischen dem ersten Teilraum (8) und der Steuerseite größer ist als die Länge einer Verbindung zwischen dem ersten Teilraum (8) und der Lastseite.
6. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, bei der die Vorspanneinrichtung ein Speichersystem (6) aufweist, von dem die Erzeugung der Druckerhöhung über ein Leitungssystem (7) bewirkt wird.
7. Steuervorrichtung nach den Ansprüchen 5 und 6, bei der das Leitungssystem (7) einen Abschnitt (62) aufweist, der mit einer die Vorstufe (4) und die Steuerseite der Hauptstufe (2) verbindenden Vorsteuerleitung (42) verbunden ist.
8. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 5 bis 7, wobei die Umgehungsleitung und/oder die Vorsteuerleitung (42) und/oder der Abschnitt (62) ein Drosselsystem (13, 3) aufweisen/aufweist.
9. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, wobei in einem statischen Zustand des Fluids (17) die von der Vorspanneinrichtung erzeugte Druckerhöhung dauerhaft ist, insbesondere im statischen Zustand der Druck des Fluids (17) gleich dem in dem Speichersystem (6) vorhandenen Druck ist.
10. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, bei der der Druckkontrollwert einstellbar und insbesondere manuell einstellbar ist.
11. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, bei der der Druckkontrollwert einstellbar und proportional steuerbar ist, wobei insbesondere die Steuerung des Druckkontrollwerts über eine insbesondere von einer Steuereinrichtung (23) vorgege-

benen Steuerspannung und dessen Einstellung auf die Ventilanordnung (1)/Vorstufe (4) magnetisch erfolgt.

12. Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei die Ansprechzeit der Ventilanordnung (1) im Bereich 1 - 50 ms, bevorzugt 1 - 20 ms und insbesondere 1 - 5 ms liegt. 5

13. Verfahren zur Steuerung einer Kolben-Zylinder-Anordnung, insbesondere mit einer Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, wobei die Kolben-Zylinder-Anordnung einen Zylinder und einen zumindest teilweise in dem Zylinder aufgenommenen und den Zylinderinnenraum längs der Zylinderachse in zwei Teilräume (8, 16) unterteilenden Kolben (9) aufweist, und der erste Teilraum (8) mit einer Ventilanordnung (1) verbunden ist, die eine ein Ausströmen eines in dem ersten Teilraum (8) aufgenommenen Fluids (17) aus diesem Teilraum (8) verhindernde Schließstellung einnimmt, wenn der Druck in dem Fluid (17) kleiner als ein an der Ventilanordnung (1) eingestellter Druckkontrollwert ist, und die in eine dieses Ausströmen ermöglichende Öffnungsstellung öffnet, wenn der Druck in dem Fluid (17) größer als der eingestellte Druckkontrollwert ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** unabhängig von einer auf den Kolben (9) in Richtung des ersten Teilraums (8) wirkenden Last eine Druckerhöhung in dem Fluid (17) auf einen vorbestimmten Druckvorspannwert erzeugt wird, so dass die Dämpfung einer durch eine von einer auf den Kolben (9) in Richtung des ersten Teilraums wirkenden, durch Entspannen eines in dem zweiten Teilraum (16) gebildeten Kompressionsvolumens hervorgerufenen Last verursachten Bewegung des Kolbens (9) ausgelösten Druckbelastung in Form einer schlagartigen Druckerhöhung in dem Fluid (17) vorbereitet wird. 10
15
20
25
30
35

14. Verfahren nach Anspruch 13, bei dem weiter mittels eines von einem Pumpsystem (15) erzeugten Hydraulikfluidvolumenstroms der Druck in einem in dem zweiten Teilraum (16) aufgenommenen Hydraulikfluid und damit die Last erhöht wird, bis eine insbesondere mit Überwindung einer der Last entgegenwirkenden Haltekraft einsetzende Bewegung des Kolbens (9) in Richtung des ersten Teilraums (8) ausgelöst wird. 40
45

15. Verwendung einer Steuervorrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12 für eine Kolben-Zylinder-Anordnung einer hydraulischen Presse insbesondere im Einsatz der Feuerfest- und Fliesenindustrie, wobei die Kolben-Zylinder-Anordnung insbesondere bei einem Ausformvorgang eines aus von der Presse gepressten Schüttgut bestehenden Presslings aus einer die Form des Presslings mitbestimmender Matrize in einer Neben-Arbeitsachse eingesetzt ist. 50
55

Claims

1. A control apparatus for a piston/cylinder arrangement, the piston/cylinder arrangement having a cylinder and a piston (9) accommodated, at least in part, in the cylinder and dividing the cylinder interior along the cylinder axis into two sub-chambers (8, 16), with a valve arrangement (1) connected to a first sub-chamber (8) and which assumes a closed position preventing a fluid (17) held in the first sub-chamber (8) from flowing out of this sub-chamber (8) if the pressure in the fluid (17) is less than a set pressure control value of the valve arrangement (1), and which opens into an open position enabling this outflow if the pressure in the fluid (17) is greater than the set pressure control value, **characterised by** a pre-stressing device coupled to the valve arrangement (1) and the first sub-chamber (8) and preparing the damping of a pressure load in the form of an abrupt pressure increase in the fluid (17) brought about by a movement of the piston (9) due to a load acting on the piston (9) in the direction of the first sub-chamber and produced by relief of a pressure in a compression volume formed in the second sub-chamber (16), by means of which, independently of the load, a pressure increase in the fluid (17) to a predetermined compressive pre-stressing value can be generated.

2. The control apparatus according to Claim 1, the compressive pre-stressing value being substantially equal to the pressure control value, or being 0.1 % or more, preferably 0.5% or more, and in particular 1% or more greater than the pressure control value.

3. The control apparatus according to either of Claims 1 or 2, the difference between the compressive pre-stressing value and the pressure control value being 20% or less, preferably 10% or less, and in particular 5% or less than the pressure control value.

4. The control apparatus according to any of Claims 1 to 3, wherein the valve arrangement (1) is designed with at least two stages, having a main stage (2), the clearing/blocking position of which corresponds to the open/closed position of the valve arrangement (1) and which can only assume its clearing position if a preliminary stage (4) at which the pressure control value is set is open, in order to assume the clearing position after opening the preliminary stage (4) only a small pressure in comparison to the pressure control value being required.

5. The control apparatus according to Claim 4, wherein the preliminary stage (4) and the main stage (2) are hydraulically connected to the first sub-chamber (8) such that the pressure in the fluid (17) is present on the one hand at a load side of the main stage (2),

the pressure load of which counteracts blocking of the main stage (2), and on the other at a control side of the main stage (2), the pressure load of which counteracts the clearing of the main stage (2), and at the preliminary stage (4), preferably the length of a connection between the first sub-chamber (8) and the control side being greater than the length of a connection between the first sub-chamber (8) and the load side, at least part of the connection having a bypass line.

6. The control apparatus according to any of Claims 1 to 5, wherein the pre-stressing device has a reservoir system (6) from which the pressure increase is produced via a line system (7).
7. The control apparatus according to Claims 5 and 6, wherein the line system (7) has a section (62) connected to a pilot control line (42) connecting the preliminary stage (4) and the control side of the main stage (2).
8. The control apparatus according to any of Claims 5 to 7, the bypass line and/or the pilot control line (42) and/or the section (62) having a throttle system (13, 3).
9. The control apparatus according to any of Claims 1 to 8, in a static state of the fluid (17) the pressure increase generated by the pre-stressing device being continuous, the pressure of the fluid (17) being equal to the pressure in the reservoir system (6) in particular in the static state.
10. The control apparatus according to any of Claims 1 to 9, wherein the pressure control value can be adjusted, and in particular can be adjusted manually.
11. The control apparatus according to any of Claims 1 to 9, wherein the pressure control value can be adjusted and can be controlled proportionally, the control of the pressure control value being implemented in particular by means of a control voltage pre-set in particular by a control device (23) and being adjusted magnetically on the valve arrangement (1)/preliminary stage (4).
12. The control apparatus according to any of Claims 1 to 11, the reaction time of the valve arrangement (1) being in the range of 1 - 50 ms, preferably 1 - 20 ms, and in particular 1 - 5 ms.
13. A method for controlling a piston/cylinder arrangement, in particular having a control apparatus according to any of Claims 1 to 12, the piston/cylinder arrangement having a cylinder and a piston (9) accommodated, at least in part, in the cylinder and dividing the cylinder interior along the cylinder axis into

two sub-chambers (8, 16), and the first sub-chamber (8) being connected to a valve arrangement (1) which assumes a closed position preventing a fluid (17) held in the first sub-chamber (8) from flowing out of this sub-chamber (8) if the pressure in the fluid (17) is less than a set pressure control value of the valve arrangement (1) and which opens into an open position enabling this outflow if the pressure in the fluid (17) is greater than the set pressure control value, **characterised in that** independently of a load acting on the piston (9) in the direction of the first sub-chamber (8) a pressure increase to a predetermined pressure pre-stressing value is generated in the fluid (17) so that the damping of a pressure load in the form of an abrupt pressure increase in the fluid (17) is prepared by a movement of the piston (9) due to a load acting on the piston (9) in the direction of the first sub-chamber and produced by relief of the pressure of a compression volume formed in the second sub-chamber (16).

14. The method according to Claim 13, wherein furthermore by means of a hydraulic fluid volume flow generated by a pump system (15) the pressure in a hydraulic fluid accommodated in the second sub-chamber (16) and so the load is increased until a movement of the piston (9) in the direction of the first sub-chamber (8), in particular overcoming a holding force counteracting the load, is triggered.
15. The use of a control apparatus according to any of Claims 1 to 12 for a piston/cylinder arrangement of a hydraulic press, in particular in use in the fireproofing and tile industry, the piston/cylinder arrangement being used in particular in a moulding process of a blank made of bulk material pressed from the press from a die co-determining the shape of the blank in an auxiliary working axis.

Revendications

1. Dispositif de commande destiné à un système piston-cylindre, dans lequel le système piston-cylindre présente un cylindre et un piston (9) logeant au moins partiellement dans le cylindre et divisant l'intérieur du cylindre le long de l'axe du cylindre en deux espaces partiels (8, 16), et comporte un système de soupape (1) relié au premier espace partiel (8), lequel système de soupape passe dans une position de fermeture empêchant l'écoulement d'un fluide (17) contenu dans le premier espace partiel (8) hors dudit espace partiel (8) lorsque la pression du fluide (17) est inférieure à une valeur de contrôle de pression pré-établie pour le système de soupape (1), et s'ouvre pour passer à une position d'ouverture permettant cet écoulement lorsque la pression du fluide (17) est supérieure à la valeur de contrôle de

pression pré-établie,

caractérisé par un dispositif de précontrainte qui est couplé au système de soupape (1) et au premier espace partiel (8) et qui prépare l'amortissement d'une charge de pression sous forme d'une brusque augmentation de pression du fluide (17) déclenchée par un déplacement du piston (9) causé par une charge agissant sur le piston (9) en direction du premier espace partiel et provoquée par le relâchement d'un volume de compression formé dans le deuxième espace partiel (16), lequel dispositif de précontrainte permettant de produire une augmentation de pression du fluide (17) indépendamment de la charge, pour le faire passer à une valeur de précontrainte de pression prédéterminée.

2. Dispositif de commande selon la revendication 1, dans lequel la valeur de précontrainte de pression est essentiellement égale à la valeur de contrôle de pression, ou bien est supérieure de 0,1 % ou plus, de préférence de 0,5 % ou plus et notamment de 1 % ou plus, à la valeur de contrôle de pression.
3. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 ou 2, dans lequel la différence entre la valeur de précontrainte de pression et la valeur de contrôle de pression est de 20 % ou moins, de préférence de 10 % ou moins et notamment de 5 % ou moins de la valeur de contrôle de pression.
4. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 3, dans lequel le système de soupape (1) est constitué en au moins deux étages, en présentant un étage principal (2) dont la position de libération/verrouillage correspond à la position d'ouverture/fermeture du système de soupape (1), et qui ne peut adopter la position de libération que lorsqu'un étage préliminaire (4), dans lequel est établie la valeur de contrôle de pression, est ouvert, en sachant que seule une pression inférieure à la valeur de contrôle de pression est nécessaire pour pouvoir adopter la position de libération après l'ouverture de l'étage préliminaire (4).
5. Dispositif de commande selon la revendication 4, dans lequel l'étage préliminaire (4) et l'étage principal (2) sont reliés au premier espace partiel (8) par voie hydraulique de manière que la pression du fluide (17) s'applique d'une part sur un côté charge de l'étage principal (2) dont la pressurisation agit à l'encontre du verrouillage de l'étage principal (2), et d'autre part, sur un côté commande de l'étage principal (2) dont la pressurisation agit à l'encontre de la libération de l'étage principal (2), ainsi que sur l'étage préliminaire (4), dans lequel de préférence la longueur d'un raccord présentant au moins par sections une conduite de contournement est plus grande entre le premier espace partiel (8) et le côté com-

mande que la longueur d'un raccord entre le premier espace partiel (8) et le côté charge.

6. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 5, dans lequel le dispositif de précontrainte présente un système de stockage (6) permettant de produire l'augmentation de pression par le biais d'un système de conduite (7).
7. Dispositif de commande selon les revendications 5 et 6, dans lequel le système de conduite (7) présente une section (62) qui est reliée à une conduite de commande pilote (42) reliant l'étage préliminaire (4) et le côté commande de l'étage principal (2).
8. Dispositif de commande selon l'une des revendications 5 à 7, dans lequel la conduite de contournement et/ou la conduite de commande pilote (42) et/ou la section (62) présente(nt) un système d'étranglement (13, 3).
9. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 8, dans lequel l'augmentation de pression produite par le dispositif de précontrainte est durable dans un état statique du fluide (17) et, dans l'état statique notamment, la pression du fluide (17) est égale à la pression régnant dans le système de stockage (6).
10. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 9, dans lequel la valeur de contrôle de pression est réglable, et ce de manière notamment manuelle.
11. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 9, dans lequel la valeur de contrôle de pression est réglable et à commande proportionnelle, dans lequel notamment la commande de la valeur de contrôle de pression est réalisée notamment par l'intermédiaire d'une tension de commande prédéterminée par un organe de commande (23) et le réglage de la valeur de contrôle de pression sur le système de soupape (1)/l'étage préliminaire (4) s'effectue par voie magnétique.
12. Dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 11, dans lequel le temps de réponse du système de soupape (1) se situe dans la plage allant de 1 à 50 ms, de préférence de 1 à 20 ms et notamment de 1 à 5 ms.
13. Procédé de commande d'un système piston-cylindre, comportant notamment un dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 12, dans lequel le système piston-cylindre présente un cylindre et un piston (9) logeant au moins partiellement dans le cylindre et divisant l'intérieur du cylindre le long de l'axe du cylindre en deux espaces partiels

(8, 16), et le premier espace partiel (8) est relié à un système de soupape (1) qui passe dans une position de fermeture empêchant l'écoulement d'un fluide (17) contenu dans le premier espace partiel (8) hors dudit espace partiel (8) lorsque la pression du fluide (17) est inférieure à une valeur de contrôle de pression pré-établie pour le système de soupape (1), et qui s'ouvre pour passer à une position d'ouverture permettant cet écoulement lorsque la pression du fluide (17) est supérieure à la valeur de contrôle de pression pré-établie, **caractérisé en ce que**, indépendamment d'une charge agissant sur le piston (9) dans la direction du premier espace partiel (8), il se produit une augmentation de pression du fluide (17), qui atteint une valeur de précontrainte de pression prédéterminée, de telle manière que l'on obtient la préparation de l'amortissement d'une charge de pression sous forme d'une brusque augmentation de pression du fluide (17) déclenchée par un déplacement du piston (9) causé par une charge agissant sur le piston (9) en direction du premier espace partiel et provoquée par le relâchement d'un volume de compression formé dans le deuxième espace partiel (16).

14. Procédé selon la revendication 13, dans lequel, de surcroît, la pression d'un fluide hydraulique contenu dans le deuxième espace partiel (16) et ainsi, la charge, peut subir une augmentation sous l'effet d'un débit de fluide hydraulique produit par un système de pompe (15), jusqu'à ce qu'il se déclenche un mouvement du piston (9) en direction du premier espace partiel (8) notamment en surmontant une force de maintien exercée à l'encontre de la charge
15. Utilisation d'un dispositif de commande selon l'une des revendications 1 à 12 pour un système piston-cylindre d'une presse hydraulique notamment destinée à l'industrie des réfractaires et du carrelage, dans lequel le système piston-cylindre est employé notamment dans un processus de démoulage d'une pièce pressée à partir d'un produit en vrac hors d'une matrice co-constituante du moule de la pièce pressée, dans un axe de travail auxiliaire.

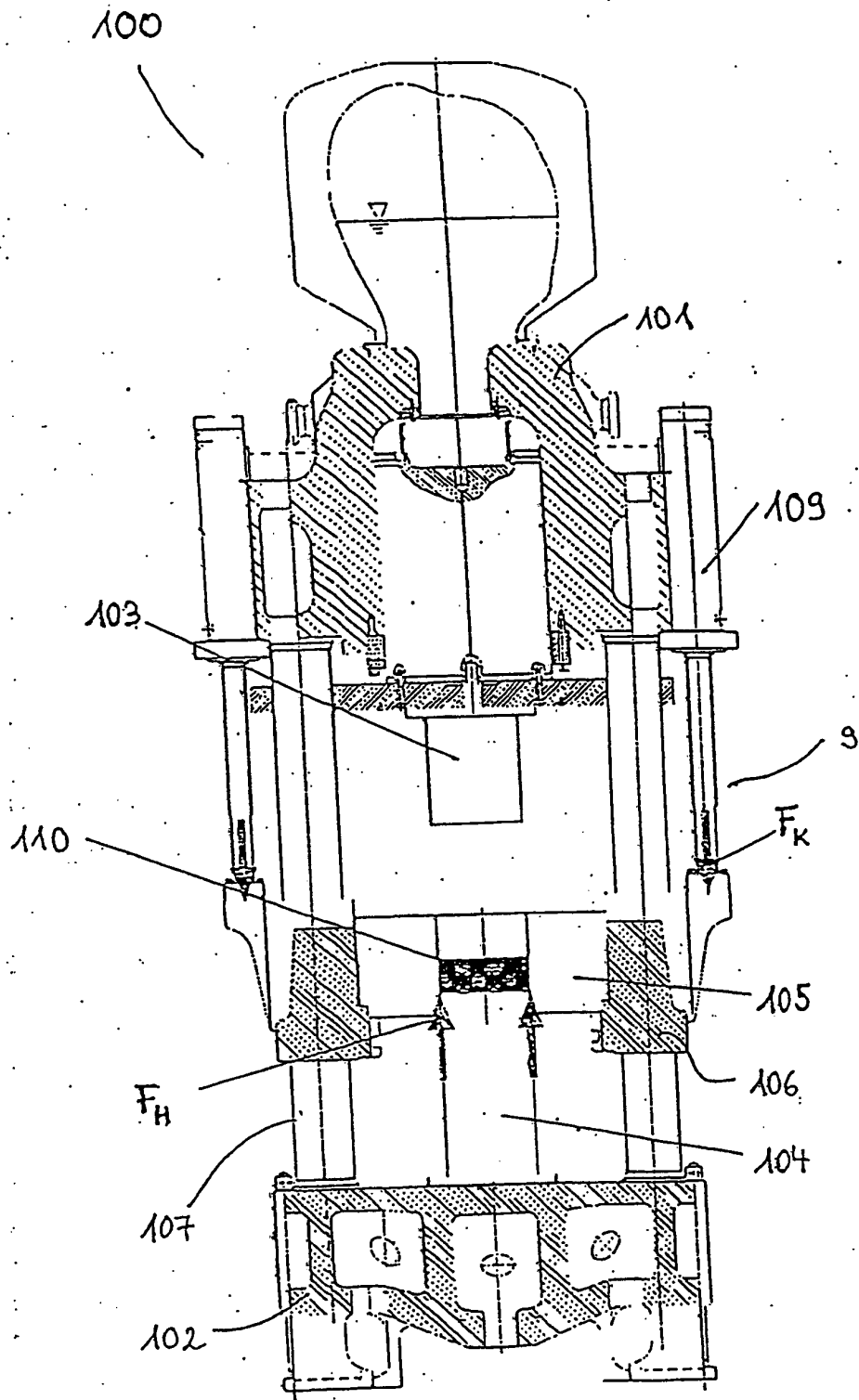


Fig. 1

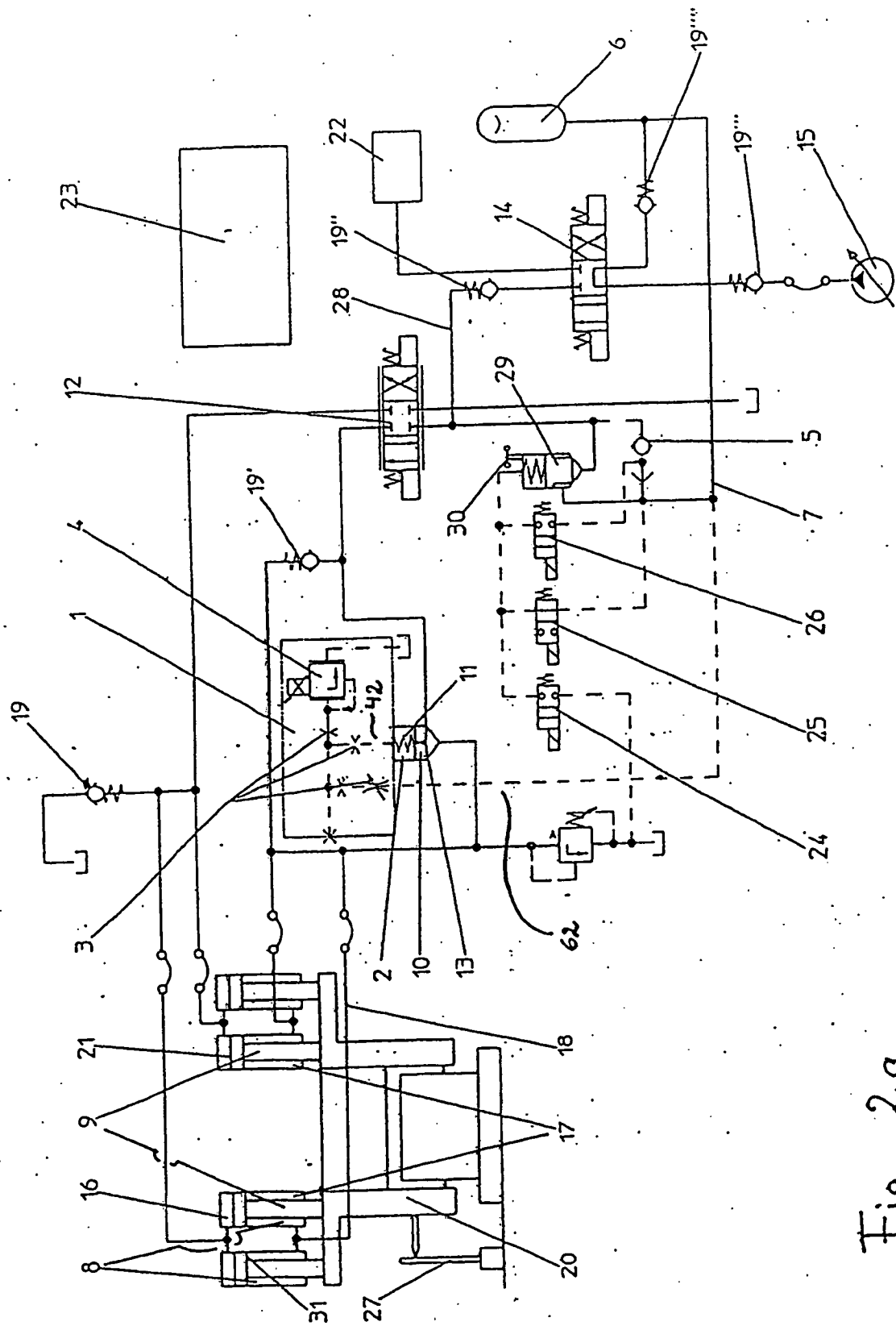


Fig. 2a

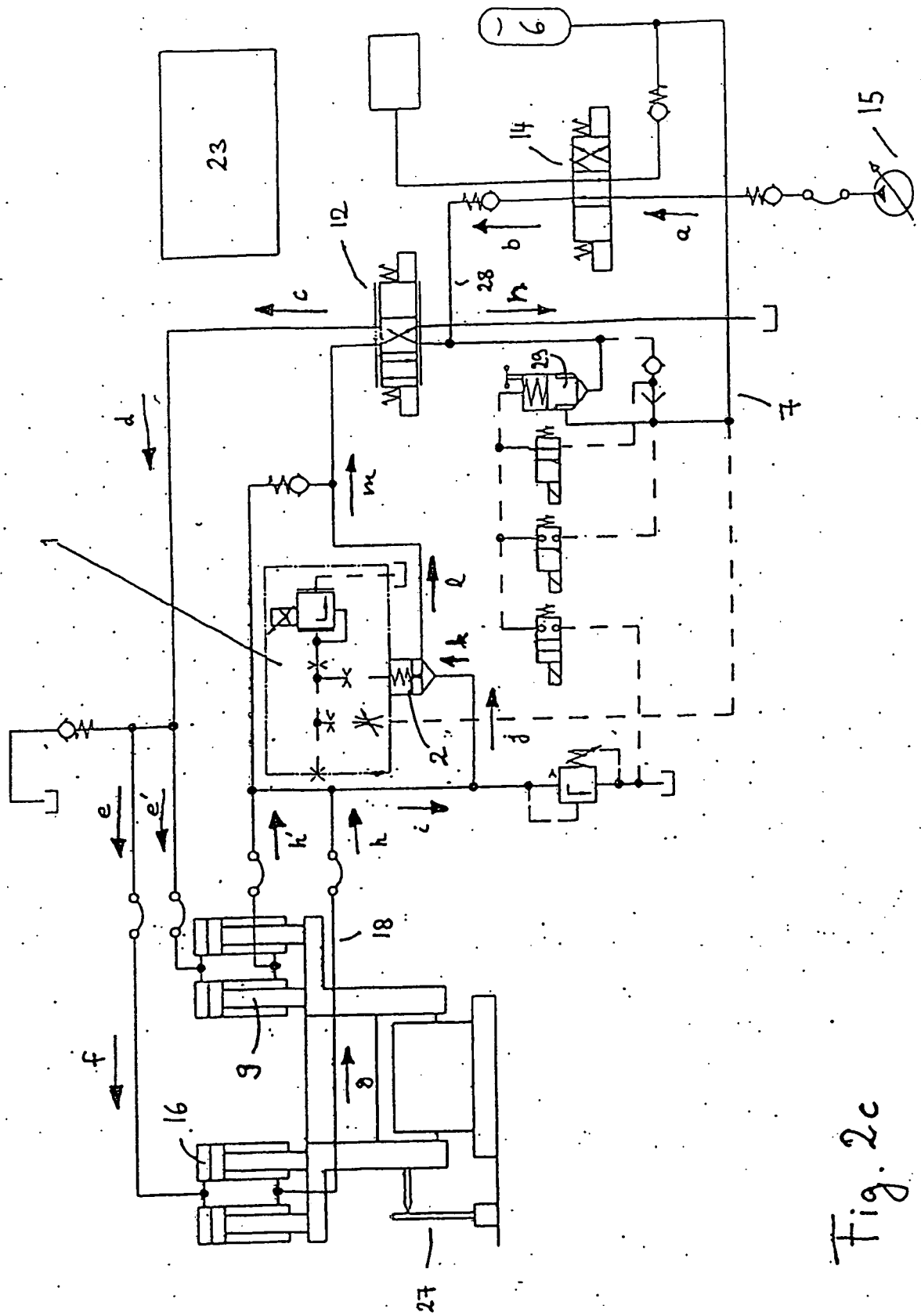


Fig. 2c

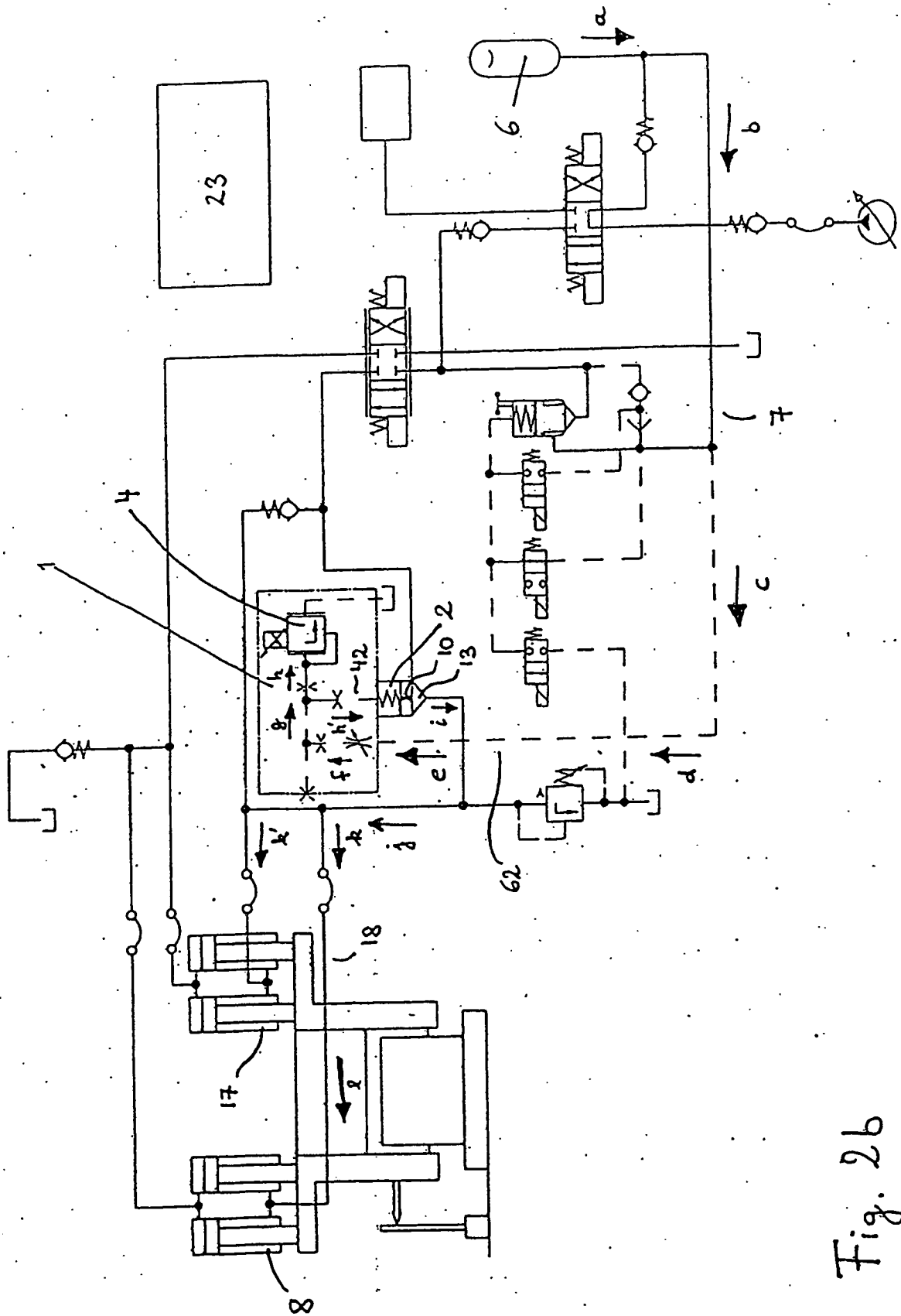


Fig. 2b

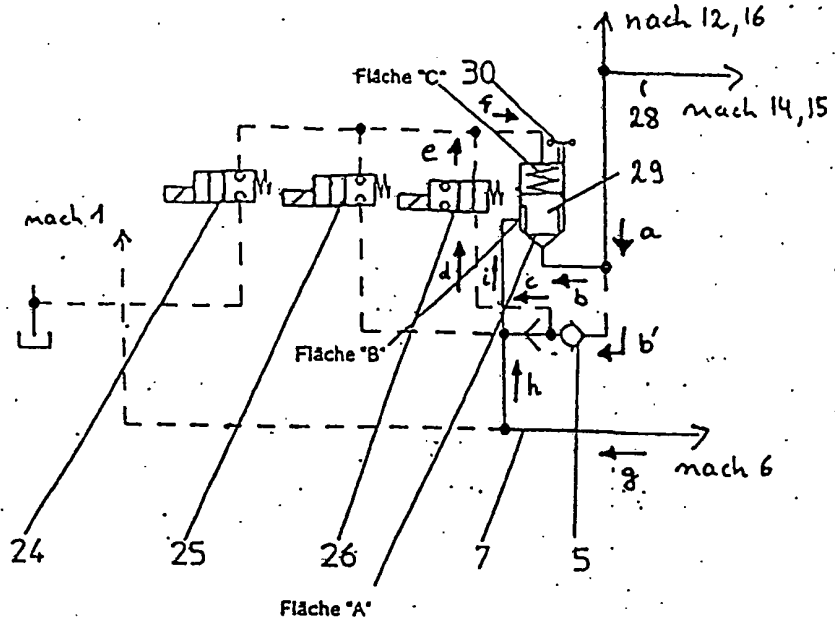


Fig. 3a

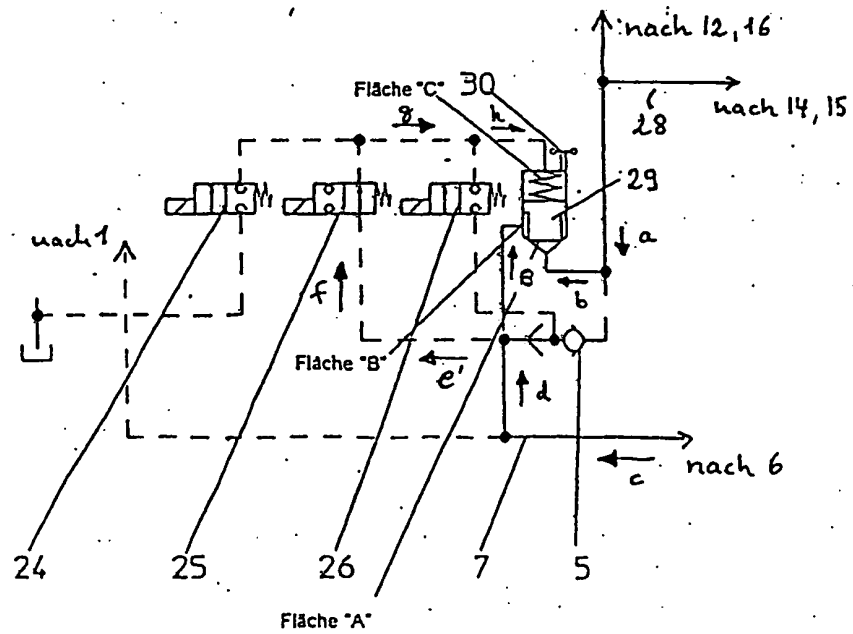


Fig. 3b

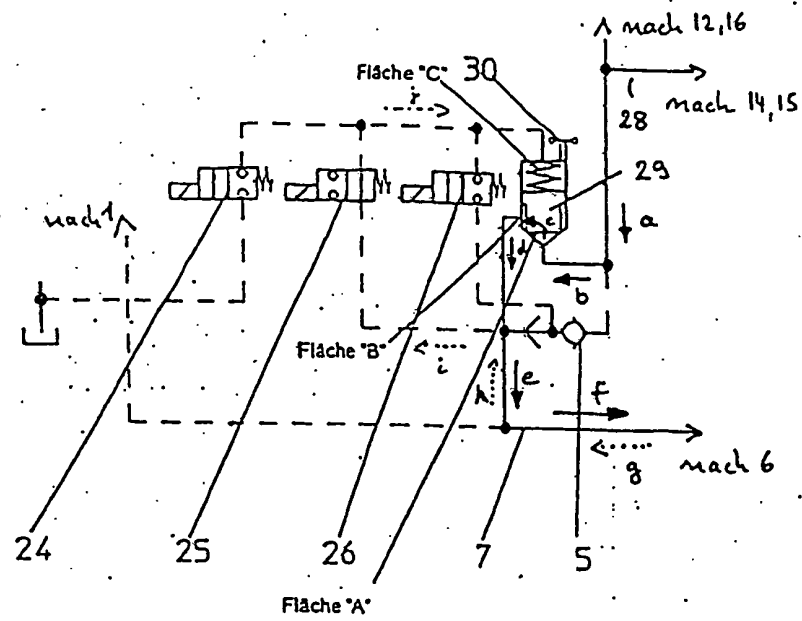


Fig. 3c

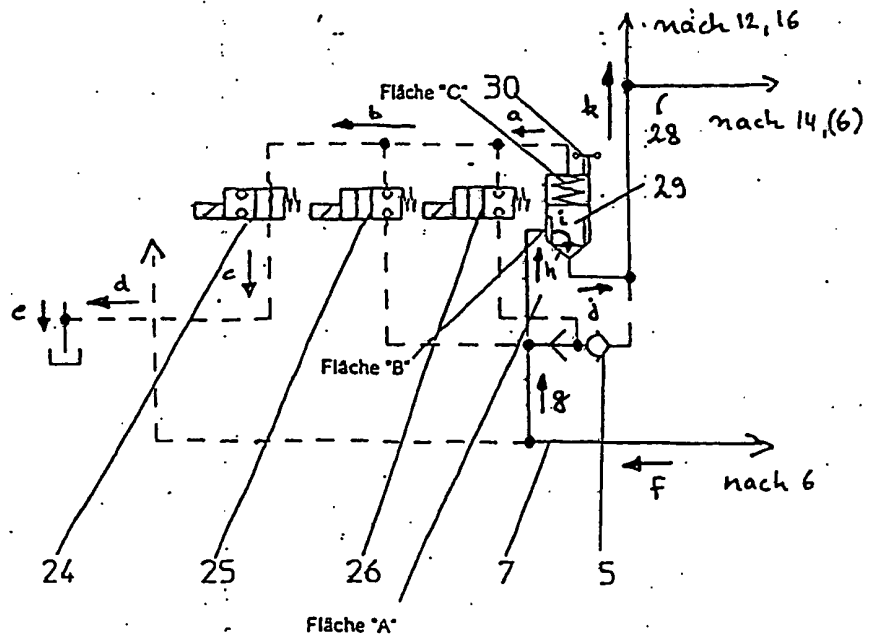


Fig. 3d

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

- EP 0661125 A1 [0002]