

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 838 280 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
21.05.2003 Patentblatt 2003/21

(51) Int Cl.7: **B21D 43/02**, B21D 43/09

(21) Anmeldenummer: **97113646.0**

(22) Anmeldetag: **07.08.1997**

(54) **Walzenvorschub**

Roll feed apparatus

Dispositif d'alimentation à rouleaux

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE IT LI

(30) Priorität: **22.10.1996 DE 19643526**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
29.04.1998 Patentblatt 1998/18

(73) Patentinhaber: **HARTMANN & LÄMMLE GMBH &
CO. KG**
71277 Rutesheim (DE)

(72) Erfinder: **Schulze, Eckehart**
71287 Weissach (DE)

(74) Vertreter: **Lutz, Johannes Dieter, Dr. et al**
Patentanwälte Wolf & Lutz
Hauptmannsreute 93
70193 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
DE-A- 4 437 217 **US-A- 4 078 416**
US-A- 5 197 645

EP 0 838 280 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Walzenvorschub zum Einzug von streifenförmigem Blech-Werkstückmaterial in eine Blechbearbeitungsmaschine gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

[0002] Ein Walzenvorschub dieser Art ist durch die DE-44 37 217 A1 bekannt.

[0003] Derartige Walzenvorschübe sind insbesondere für Maschinen gedacht, mittels derer Werkstücke, die bis zu ihrer, z.B. durch einen abschließenden Schneidvorgang erfolgenden Vereinzelung zusammenhängend einer Folgebearbeitung an mehreren Bearbeitungsstationen unterwerfbar sind, in denen in einem mittels des Vorschubantriebes gesteuerten Takt unterschiedlichen Fertigungsgraden entsprechende, z.B. stanzende, biegender oder andere kaltverformende Bearbeitungen der Werkstücke gleichzeitig erfolgen. Der Walzenvorschub umfaßt eine untere, mittels eines Positionierungsantriebes rotatorisch antreibbare Transportwalze und eine obere, an einem mittels eines stehend angeordneten linearen, doppelt wirkenden Hydrozylinders absenkbaren und anhebbaren Walzenstock frei drehbar gelagerte Transportwalze, zwischen denen das Werkstückmaterial kraftschlüssig einspannbar und in definierten Transporthüben weitertransportierbar ist. Zur Entfaltung der für das Einspannen des Werkstückmaterials zwischen den Transportwalzen erforderlichen Kraft ist der bodenseitige, obere Druckraum des Hydrozylinders mit Druck beaufschlagbar und zu einer Lüftung des Walzenvorschubes, z.B. zum Zweck einer im Takt der Bearbeitungsvorgänge jeweils nach Stillsetzung des Positionierungsantriebes erfolgenden, das Werkstück vollends in die Bearbeitungsposition einrückenden Zentrierung druckentlastbar. Des weiteren ist eine Druckventilanordnung vorgesehen, über die in den stangenseitigen Druckraum des Hydrozylinders ein Druck p_2 vorgegebenen Betrages einkoppelbar ist; der im Spannbetrieb des Hydrozylinders in dessen bodenseitigen Druckraum eingekoppelte Druck p_1 wird von einer Drucksummierstufe bereitgestellt, und zwar als Summe eines einstellbar vorgegebenen Mindestdruckes p_0 und eines der Summierstufe an einem Summationseingang zugeleiteten Zusatzdruckes p_3 einstellbar vorgegebenen Betrages, wobei der Mindestdruck p_0 gemäß der Beziehung

$$p_0 = p_2 \cdot F_R / F_B - M_G / F_B$$

gewählt ist, in der mit F_R der Betrag der den stangenseitigen Druckraum axial beweglich begrenzenden Ringfläche des Zylinderkolbens und mit F_B der Betrag der den bodenseitigen Druckraum axial beweglich begrenzenden Stirnfläche des Zylinderkolbens und mit M_G die Gewichtskraft des Zylinderkolbens und der mit diesem fest verbundenen Teile des Walzenvorschubs bezeichnet sind. Zur Steuerung der Entlastung der Transportwalzen ist ein Umschaltventil vorgesehen, das aus

einer Funktionsstellung I, in der der Zusatzdruck p_3 am Summationseingang der Drucksummierstufe ansteht, in eine Funktionsstellung II umschaltbar ist, in der der Summationseingang druckentlastet ist.

[0004] Diese Gestaltung und Auslegung des bekannten Walzenvorschubes ist dazu gedacht, beim "Lüften" der oberen Walze diese lediglich so weit zu entlasten, daß das Werkstückmaterial zwischen den Walzen leichtgängig verschoben werden kann, um es vollends in die Bearbeitungsposition bezüglich der für die Bearbeitung vorgesehenen Werkzeuge einrücken - zentrieren - zu können, was z.B. mit Hilfe von abschnittsweise konischen Fangstiften erfolgt, die mit entsprechend angeordneten Materialaussparungen in Eingriff bringbar sind, wodurch das Werkstückmaterial unter kleinen zusätzlichen Verrückungen in die genaue Bearbeitungsposition gelangt, wonach der Druck im oberen Antriebsdruckraum des Hydrozylinders wieder erhöht werden kann. Der in den unteren Antriebsdruckraum des Differentialbetrieb arbeitenden Hydrozylinders permanent eingekoppelte Druck ist so bemessen, daß bei einer Druckentlastung des oberen Antriebsdruckraumes durch Wegschalten des Zusatzdruckes an der Summierstufe dem in den oberen Antriebsdruckraum noch eingekoppelten Druck so weit entgegenwirkt, daß die Gewichtskraft des Zylinderkolbens und des an diesem hängenden Teils des Walzenvorschubs - Walzenstock und obere Transportwalze - auf insgesamt hohem Druckniveau kompensiert ist, gleichwohl jedoch die für das Zentrieren der einzelnen Werkstückabschnitte bezüglich ihrer Bearbeitungswerkzeuge hinreichende Beweglichkeit gegeben ist, andererseits jedoch vermieden ist, daß die obere Transportwalze im entlasteten Zustand des Walzenvorschubs vom Werkstückmaterial abhebt.

[0005] Ungeachtet der zum Zweck der Erzielung kurzer Taktzeiten bei dem bekannten Walzenvorschub optimal erscheinenden Art der Drucksteuerung in Lüftungsphasen der oberen Walze wird der Erfindung die Aufgabe zugrunde gelegt, einen Walzenvorschub der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, daß eine signifikante Reduktion des Zeitbedarfs für die Walzenlüftung erzielbar ist und eine hierzu proportionale Reduktion der Taktzeit erzielbar ist.

[0006] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Die abhängigen Ansprüche definieren bevorzugte Ausführungen der Erfindung.

[0007] Hiernach ist an den stangenseitigen Druckraum des Hydrozylinders permanent ein Druckspeicher angeschlossen, der räumlich in unmittelbarer Nähe des Hydrozylinders angeordnet ist und mittels der Druckventilanordnung auf konstantem Druck p_2 gehalten ist, so daß ein mit einem Druckabfall im oberen Antriebsdruckraum des Hydrozylinders verknüpfter Druckabfall im stangenseitigen Druckraum schnellstmöglich kompensierbar ist. Andererseits wird dadurch, daß die Summierstufe eine mit dem bodenseitigen Druckraum des

Hydrozylinders in ständig kommunizierender Verbindung stehende Anschlußkammer hat, die bei einer Erniedrigung des Steuerdruckes p_3 mit dem drucklosen Tank unmittelbar in kommunizierende Verbindung gelangt und nicht, wie es bei dem bekannten Walzenvorschub der Fall ist, über ein Ventil, wird auch im oberen Antriebsdruckraum des Hydrozylinders, der die Druckwalze positioniert, ein raschestmöglicher Abfall auf denjenigen Wert gewährleistet, der dem "Entlastungs-Druck" im unteren, ringförmigen Antriebsdruckraum noch das Gleichgewicht hält, so daß die obere Walze des Walzenvorschubes nicht vom Werkstückmaterial abhebt. Die für die Ausnutzbarkeit der solchermaßen drastisch verbesserten Druck-Versorgungsbedingungen für den unteren Antriebsdruckraum des Hydrozylinders sowie der Reduktion des Strömungswiderstandes vom oberen Antriebsdruckraum zum Vorratsbehälter erforderliche "Schnelligkeit" - Verkürzung der Schaltzeit des Umschaltventils - über das der Zusatz-Steuerdruck an den Summationseingang der Drucksummierstufe angelegt ist, wird dadurch erreicht, daß das Umschaltventil als 3/3-Wege-Magnetventil ausgebildet ist, das zusätzlich zu alternativen Funktionsstellungen I und II, in denen Druck in den oberen Antriebsdruckraum des Hydrozylinders einkoppelbar, alternativ dazu dieser Druckraum entlastbar ist, eine federzentrierte Grundstellung 0 als Mittelstellung hat, in der sämtliche Ventilanschlüsse gegeneinander abgesperrt sind, wobei zur Betätigung dieses Ventils ein Doppelhub-Magnetsystem mit zwei Feldwicklungen vorgesehen ist, durch deren alternative Bestromung auf den Ventilkolben in entgegengesetzter Richtung wirkende Stellkräfte im Sinne der Auslenkung in die alternativen Funktionsstellungen I bzw. II ausübbar sind; diese Feldwicklungen sind im Betrieb des Ventils periodisch alternierend bestromt, derart, daß innerhalb einer Periodendauer T, die zwischen einer ms und einigen wenigen, z.B. 5ms liegt, die eine Feldwicklung für eine vorgegebene Bestromungsdauer T_1 und die andere Feldwicklung anschließend bzw. zuvor für eine Bestromungsdauer T_2 bestromt ist, deren Summe der Periodendauer T entspricht, wobei durch das Verhältnis T_1/T_2 vorgebar ist, ob das Ventil seine Grundstellung einnimmt, was für $T_1/T_2 = 1$ der Fall ist, oder seine Funktionsstellung I bzw. II, was für $T_1 > T_2$ bzw. $T_2 > T_1$ der Fall ist, und die Periodendauer T sowie das Verhältnis T_1/T_2 einstellbar vorgebar sind.

[0008] Ein zum vorgenannten Zweck geeignetes Magnetventil und ein Verfahren zu seiner Ansteuerung sind in der DE 41 07 496 A1 im Detail erläutert, auf deren gesamten Offenbarungsgehalt der Einfachheit halber Bezug genommen sei.

[0009] Das erste Steuerventil der hiernach vorgesehenen Steuerventilanordnung ist zweckmäßigerweise als Druckminderventil ausgebildet.

[0010] Durch die Merkmale der Ansprüche 3 bis 5 sind vorteilhafte Gestaltungen eines im Rahmen des erfindungsgemäßen Walzenvorschubes einsetzbaren Druckminderventils angegeben, bei dem durch direkte

Einwirkung auf die Vorspannung seiner Ventulfeder mittels eines motorischen Antriebes der Ausgangsdruck, gegebenenfalls ferngesteuert, einstellbar ist.

[0011] Weitere Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung spezieller Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnung. Es zeigen:

Fig. 1 ein Hydraulikschaltbild eines erfindungsgemäßen Walzenvorschubes mit einem Magnetventil mit Doppelhub-Magnetsystem als Umschaltventil, bei dem die Einstellung der Kolbenauslenkungen durch Impulsbreitenmodulation periodisch erzeugter Steuerimpulse erfolgt und

Fig. 2 ein Hydraulikschaltbild eines zu dem Walzenvorschub gemäß Fig. 1 weitgehend funktionsanalogen Walzenvorschub, der aber nicht unter den Schutzbereich des Anspruchs 1 fällt und der zum besseren Verständnis der Erfindung dient, bei dem zur Lüftungs-Steuerung ein Nachlauf-Regelventil vorgesehen ist, das mit elektrisch steuerbarer Sollwert-Vorgabe und mechanischer Ist-Wert-Rückmeldung arbeitet.

[0012] In der Fig. 1 ist insgesamt mit 10 ein Walzenvorschub be bezeichnet, der als Material-Einzugseinrichtung für eine im übrigen nicht dargestellte Blechbearbeitungsmaschine gedacht ist, mit der eine Folgebearbeitung von Blechwerkstücken durchführbar ist, die an verschiedenen Arbeitsstationen der Maschine mit unterschiedlichen Werkzeugen entsprechend verschiedenen Bearbeitungen, z.B. stanzenden, biegenden und/oder tiefziehenden Bearbeitungen unterworfen werden, die in einem bestimmten Takt an verschiedenen Abschnitten eines mittels des Walzenvorschubs 10 von einem Blechwickel - dem sogenannten "coil" - abgezogen und im Takt der vorgesehenen Bearbeitung weiter transportiert werden, wobei die jeweils vollständig bearbeiteten Werkstücke abschließend durch Abschneiden von dem durch die Bearbeitungsmaschine transportierten Blechstreifen vereinzelt werden.

[0013] Der Walzenvorschub umfaßt beim dargestellten Ausführungsbeispiel eine um eine maschinengestellte Achse 11 drehbar gelagerte Transportwalze 12, die mittels eines insgesamt mit 13 bezeichneten elektrohydraulischen Positionierungsantriebs rotatorisch im Sinne der erwünschten Vorschub- und Positionierungsbewegung des in die Maschine einzuziehenden Blechstreifens 14 rotatorisch antreibbar ist, sowie eine um eine zur Drehachse 11 der antreibbaren Transportwalze 12 parallele Achse 16 frei drehbar oberhalb der angetriebenen Transportwalze 12 an einem Walzenstock 17 gelagerte Transportwalze 18, die mit einstellbarer Kraft, die mittels eines doppelt-wirkenden, linearen, senkrecht stehenden Hydrozylinders 19 auf

den Walzenstock 17 ausübbar ist, an den Blechstreifen 14 andrückbar ist, der dadurch seinerseits mit dieser Kraft an die angetriebene Transportwalze 12 angepreßt wird, wobei die frei drehbare Transportwalze 18 durch den Reibschluß zwischen dem Fördergut und den beiden Transportwalzen 12, 18 ihrerseits im Sinne einer Mitnahme durch die Transportbewegung des Blechstreifens 14 rotatorisch antreibbar ist. Der Positionierungsantrieb 13 umfaßt einen Rotationshydromotor 21 z.B. einen Axialkolbenmotor, dessen Druckölversorgung mittels eines lediglich schematisch angedeuteten Nachlaufregelventils 22 für sich bekannter Bauart gesteuert wird, das mit elektrischer Positions-Sollwert-Vorgabe und mechanischer Positions-Istwert-Rückmeldung arbeitet, so daß durch eine vorgebbare Anzahl von elektrischen Ansteuerimpulsen, mit denen ein zur Öffnungsbetätigung des Nachlaufregelventils 22 vorgesehener elektrischer Schritt- oder Wechselstrommotor 23 zur Positions-Sollwert-Vorgabe ansteuerbar ist, eine sehr feine Aufteilung des pro Arbeitstakt erforderlichen Vorschubhubes in kleine inkrementale Schritte und eine entsprechend genaue Zustellung des Fördergutes 14 zu den einzelnen Bearbeitungsstationen der Bearbeitungsmaschine erzielbar ist.

[0014] Um eine an den einzelnen Arbeitsstationen gleichwohl erforderliche genaue Zentrierung des jeweiligen Werkstückabschnitts bezüglich des Bearbeitungswerkzeugs, z.B. mit Hilfe von Fangstiften zu ermöglichen, die am Widerlager des jeweiligen Werkzeugs angeordnet sind und durch einen formschlüssigen Eingriff mit Zentrierperforationen des Werkstückmaterials in Eingriff gelangen, sobald ein Niederhalter den jeweiligen Werkstückabschnitt in Eingriff mit solchen Fangstiften drängt, ist es erforderlich, die während des Vorschubbetriebs auf den Walzenstock 17 ausgeübte Andrückkraft mindestens so weit aufzuheben, daß das Werkstückmaterial hinreichend beweglich ist, damit es seine bezüglich der Werkzeuge genau zentrierte Soll-Lage gebracht werden kann.

[0015] Die diesbezüglich geeignete Steuerung der Drücke, die in dem von der Kolbenstange 24 des Hydrozylinders 19 axial durchsetzten - stangenseitigen - Druckraum 26, der durch die Ringfläche 27 des Betrages F_R des Kolbens 28 axial beweglich begrenzt ist, einerseits, und in dem bodenseitigen, durch die gesamte Stirnfläche F_B des Kolbens 28 axial beweglich begrenzten Druckraum 31, andererseits, des Hydrozylinders 19 wirksamen Drücke vermittelt eine insgesamt mit 32 bezeichnete Steuerventilanordnung, deren Zweck es ist, in Stillstandsphasen des Walzenvorschubs 10 eine vollständige Entlastung des Walzenstocks 17 zu bewirken, derart, daß der Walzenvorschub 10 vollständig entlastet ist, der Walzenstock 17 jedoch nicht angehoben wird, sondern die im Förderbetrieb mitgenommene Transportwalze 18 - kraftlos - auf dem Blechstreifen 14 gleichsam "aufliegt".

[0016] Die Steuerventilanordnung 32 umfaßt ein erstes Steuerventil 33, mittels dessen der in den boden-

seitigen Druckraum 31 des Hydrozylinders 19 einkoppelbare Druck p_1 einstellbar ist. Der Versorgungseingang 34 dieses Steuerventils 33 ist mit dem P-Versorgungsanschluß 36 des Druckversorgungsaggregats 35 verbunden. Der Ausgang 37 des ersten Steuerventils 33 ist unmittelbar an den Druckanschluß 39 des bodenseitigen Druckraums 31 des Hydrozylinders 19 angeschlossen.

[0017] Dieses erste Steuerventil 33 ist seinem und seiner Funktion nach ein Druckminderventil, dessen Entlastungsanschluß 38 direkt mit dem Tank-Anschluß 41 des Druckversorgungsaggregats 35 verbunden ist. Der Ausgangsdruck p_1 , der am Ausgang 37 des ersten Steuerventils 33 bereitstellbar ist, ist zum einen durch die Einstellung der Vorspannung einer Ventillfeder 42 vorgebbbar, und der Vorspannung dieser Ventillfeder 42 proportional, sowie auch durch Einkopplung eines Steuerdruckes p_3 in eine Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 veränderbar, durch deren Druckbeaufschlagung eine auf den nicht dargestellten Ventilkolben wirkende Kraft entsteht, die sich zu der Vorspannkraft der Ventillfeder 42 addiert, mit der Folge, daß der Ausgangsdruck des ersten Steuerventils zur Summe der Vorspannkraft der Ventillfeder 42 und der hydraulisch erzeugten "Spann"-Kraft proportional ist.

[0018] Der für die hydraulische Ansteuerung des ersten Steuerventils 33 ausnutzbare Druck p_3 wird am Druckausgang 44 eines zweiten Druckminderventils 46 der Steuerventilanordnung 32 bereitgestellt, dessen Druckversorgungseingang 47 wiederum mit dem Hochdruck-Anschluß 36 des Druckversorgungsaggregats 35 verbunden ist, und dessen Entlastungsanschluß 48 mit dem Tank-Anschluß 41 des Druckversorgungsaggregats 35 verbunden ist. An den Druckausgang 44 dieses zweiten Druckminderventils 46 ist ein Steuerdruckspeicher 49 angeschlossen, der hierdurch permanent auf dem Ausgangsdruckniveau des zweiten Druckminderventils 46 gehalten ist, wobei dieses Ausgangsdruckniveau p_3 durch Einstellung der Vorspannung einer Ventillfeder 51 vorgebbbar ist. Zur Einkopplung von Steuerdruck p_3 in die Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33, bedarfsmäßig zu deren Druckentlastung, ist ein insgesamt mit 52 bezeichnetes schnell-schaltendes Magnetventil vorgesehen, das zwischen den hydraulischen Steueranschluß 53 der Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 und den Steuerdruck-Speicher 49 bzw. den Druckausgang 44 des zweiten Druckminderventils 46 geschaltet ist.

[0019] Dieses Magnetventil 52 ist als 3/3-Wege-Ventil ausgebildet, das eine durch in entgegengesetzter Richtung wirkende Ventillfedern 54 und 56 zentrierte "Mittel"-Stellung als Grundstellung 0 hat, in der sein P-Versorgungsanschluß 57 und sein T-Rücklaufanschluß 58 gegeneinander sowie gegen den Steuerausgang 59 des Ventils 52 abgesperrt sind. Zur Betätigung des Magnetventils 52 ist ein insgesamt mit 61 bezeichnetes Doppelhub-Magnetsystem vorgesehen, das zwei lediglich durch ihre Steueranschlüsse 62 und 63 repräsentierte

Feldwicklungen hat, durch deren alternative Bestromung auf den durch das 3/3-Wege-Ventilsymbol 64 repräsentierten Ventilkolben in entgegengesetzter Richtung wirkende Stellkräfte im Sinne einer Auslenkung desselben in die alternativen Funktionsstellungen I und II ausübbar sind. In der Funktionsstellung I des Magnetventils 52 ist die Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 mit dem Druckausgang 44 des zweiten Druckminderventils 46 bzw. dem Steuerdruckspeicher 49 verbunden, jedoch gegen den Rücklaufanschluß 58 des Ventils 52 abgesperrt. In dieser Funktionsstellung I ist der Steuerdruck p_3 somit in die Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 eingekoppelt. Der Ausgangsdruck p_1 ist dann durch die Beziehung

$$p_1 = p_0 + p_3 \quad (1)$$

gegeben, in der mit p_0 derjenige Ausgangsdruck bezeichnet ist, der sich aufgrund der eingestellten Vorspannung der Ventiltfeder 42 ergibt, falls die Steuerkammer 43 drucklos ist.

[0020] In der Funktionsstellung II des Magnetventils 52 ist die Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 mit dem T-Rücklaufanschluß 58 des Magnetventils 52 verbunden, jedoch gegen den Steuerdruckspeicher 49 und das zweite Druckminderventil 46 abgesperrt. In dieser Funktionsstellung, die druckentlasteter Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 entspricht, hat dessen Ausgangsdruck den Wert p_0 .

[0021] Der in den stangenseitigen Druckraum 26 des Antriebs-Hydrozylinders 19 einkoppelbare Druck, der ebenfalls vom hohen Ausgangsdruck des Druckversorgungsaggregats 35 abgeleitet wird, ist mittels eines dritten Druckminderventils 66 vorgebar, dessen Ausgangsdruck durch Einstellung der Vorspannung einer Ventiltfeder 67 einstellbar ist. Der P-Versorgungseingang 68 dieses dritten Druckminderventils 66 ist unmittelbar an den Hochdruck-Ausgang 36 des Druckversorgungsaggregats 35 angeschlossen. Der Entlastungs-Anschluß 69 des dritten Druckminderventils 66 ist "direkt", d.h. unter weitestmöglicher Vermeidung von Strömungswiderständen mit dem Tank-Rücklaufanschluß 41 des Druckversorgungsaggregats 35 verbunden.

[0022] An den Druckanschluß 71 des unteren Druckraumes 26, der mit dem Druckausgang 72 des dritten Druckminderventils 66 verbunden ist, ist auch ein räumlich in unmittelbarer Nähe des Hydrozylinders 19 angeordneter Antriebsdruckspeicher 73 angeschlossen, der über das dritte Druckminderventil 66 ständig auf dessen Ausgangsdruckniveau gehalten ist.

[0023] Im Betrieb des Walzenvorschubs 10 ist der Ausgangsdruck p_2 dieses Druckspeichers 73 beziehungsweise des dritten Druckminderventils 66 permanent in den stangenseitigen Druckraum 26 des Hydrozylinders 19 eingekoppelt. Dieser Druck p_2 ist um mindestens 10% niedriger als der Ausgangsdruck P des

Druckversorgungsaggregats 35, zweckmäßigerweise jedoch nicht um mehr als 15% dieses Druckes.

[0024] Die Vorspannung der Ventiltfeder 42 des ersten Druckminderventils 33 wird unter Berücksichtigung der Einstellung des dritten Druckminderventils 66, dessen Ausgangsdruck in den unteren Druckraum 26 eingekoppelt ist, sowie der Auslegung des Hydrozylinders 19 und des Walzenstockes 17 so eingestellt, daß der bei Druckentlastung der Steuerkammer 43 des ersten Druckminderventils 33 sich einstellende Ausgangsdruck p_0 dieses Druckminderventils der Beziehung

$$p_0 = p_2 \cdot F_R/F_B - M_G/F_B \quad (2)$$

genügt, wobei in dieser Beziehung (2) mit M_G die Gesamt-Gewichtskraft des Kolbens 28 und der Kolbenstange 24 des Hydrozylinders 19 sowie des an diesem befestigten Walzenstockes 17 und der an diesem drehbar gelagerten Transportwalze 18 bezeichnet ist.

[0025] Diese Beziehung (2) impliziert die - sehr gute - Näherung, daß zwischen dem Kolben 28 und dem Gehäuse des Hydrozylinders 19 wirksame Reibungskräfte, die dem Betrage nach klein gegen die Gewichtskraft des Kolbens 28, der Kolbenstange 24 und des Walzenstockes 17 einschließlich Transportwalze 18 sind, vernachlässigt werden können.

[0026] Die Beziehung (2) entspricht der Betriebssituation, daß die obere Transportwalze 18 "gelüftet", d. h. so weit entlastet ist, daß das zwischen den Transportwalzen 12 und 18 angeordnete Werkstück-Material leichtgängig beweglich ist und mit Hilfe von Fangstiften in bekannter Weise bezüglich der Bearbeitungswerkzeuge der Maschine zentrierbar ist, wobei diese Zentrierung des Werkstückmaterials bei stillgesetztem Positionierantrieb 13 erfolgt. Für einen nach der Bearbeitung des Werkstück-Materials einsetzenden Weitertransport desselben wird durch Umschaltung des Steuerventils 52 in dessen Funktionsstellung I Druck in die Steuerkammer 43 des ersten Steuerventils 33 eingekoppelt und dadurch der Ausgangsdruck dieses Steuerventils 33, der in den bodenseitigen, oberen Antriebsdruckraum 31 des Hydrozylinders 19 eingekoppelt ist, erhöht, wodurch die Spannkraft, mit der die obere Walze 18 gegen das auf der unteren Walze 12 abgestützte Werkstück-Material gedrängt wird, auf einen Betrag K_V erhöht wird, der durch die Beziehung

$$K_V = F_B \cdot p_1 + M_G - F_R \cdot p_2 \quad (3)$$

gegeben ist.

[0027] Um möglichst kurze Einstellzeiten zu erzielen, die das Magnetventil 52 zur Einstellung einer alternativen Funktionsstellungen I und II benötigt, ist für dieses eine Ansteuerung durch Impulsbreitenmodulation der Bestromung seiner Feldwicklungen vorgesehen.

[0028] Zur Erläuterung dieser Ansteuerung sei davon ausgegangen, daß aus einer Bestromung der einen Feldwicklung 62 auf den beweglichen Ventilkörper, der durch das 3/3-Wege-Ventilsymbol 64 repräsentiert ist, eine Kraft ausgeübt wird, die den Ventilkörper 64 in die Funktionsstellung I drängt, und durch eine Bestromung der anderen Feldwicklung 63 eine Kraft, die den Ventilkörper 64 in die mit der Funktionsstellung II verknüpfte Position drängt, wobei mit zunehmender Auslenkung des Ventilkörpers 64 auch zunehmende Strömungsquerschnitte der jeweils wirksamen Strömungspfade freigegeben sind.

[0029] Während sämtlicher Betriebsphasen des Walzenvorschubs 10 werden beide Feldwicklungen 62 und 63 des Magnetventils 52 periodisch alternierend Erregerstrom-Impulsen ausgesetzt, deren Impulsfolgefrequenz für beide Erregerwicklungen 62 und 63 dieselbe ist, wobei die eine Erregerwicklung 62 jeweils dann bestromt ist, wenn die andere Erregerwicklung 63 nicht bestromt ist und umgekehrt. Die Impulsdauer T_1 derjenigen Stromimpulse, mit denen die eine Erregerwicklung 62 periodisch bestromt wird und die Impulsdauer T_2 derjenigen Impulse, mit denen die andere Erregerwicklung 63 des Doppelhubmagnetsystems 61 bestromt wird, ergeben in der Summe jeweils die Periodendauer T , die durch den Reziprokwert der Impulswiederholungsfrequenz bestimmt ist. Dadurch wird der Ventilkörper 64 ständig zu zeitperiodischen Auslenkungen angeregt, die bei Gleichheit der Impulsbreiten ($T_1 = T_2$) zu einem "symmetrischen" Pendeln des Ventilkörpers 64 um seine mit der Grundstellung 0 des Magnetventils 52 verknüpfte Mittelstellung führen, so daß sich im Mittel diese - sperrende - Funktionsstellung ergibt, während bei Ungleichheit der Impulsbreiten T_1 und T_2 , je nachdem welche die größere ist, im zeitlichen Mittel entweder eine überwiegende Einnahme der Funktionsstellung I oder der Funktionsstellung II des Magnetventils 52 ergibt. Hierbei werden, je nach dem Wert des Verhältnisses T_1/T_2 mehr oder weniger große Öffnungsquerschnitte der effektiv freigegebenen Strömungspfade erreicht, so daß das Magnetventil 52 die Eigenschaften eines Proportionalventils mit impulsbreiten-modulierten Strömungsquerschnitten vermittelt. Zur diesbezüglichen Ansteuerung des Magnetventils 52 ist eine lediglich schematisch dargestellte elektronische Steuereinheit 74 vorgesehen, die die zur periodisch alternierenden Erregung der beiden Feldwicklungen 62 und 63 genutzten Stromimpulse der Dauer T_1 bzw. T_2 abgibt.

[0030] Die elektronische Steuereinheit 74 ist dahingehend ausgelegt, daß sowohl die Periodendauer T als auch das Verhältnis T_1/T_2 veränderbar sind, wobei ein typischer Variationsbereich der Periodendauer zwischen 2ms und 10ms liegt und das Verhältnis T_1/T_2 zwischen 10^2 und 10^{-2} veränderbar ist, wobei die Impulsbreiten T_1 und T_2 in Schrittweiten von 1/100 der Periodendauer T veränderbar sind.

[0031] Mit dem insoweit erläuterten Walzenvorschub 10 sind pro Minute bis zu 600 Arbeitshübe der Bearbei-

tungsmaschine hinreichend präzise steuerbar.

[0032] Der in der Fig. 2 zur Erläuterung möglicher Abwandlungen dargestellte Walzenvorschub 10' ist mit dem Walzenvorschub 10 gemäß Fig. 1 weitgehend funktionsanalog. Die Art der Einkopplung des Druckes p_2 in den unteren Druckraum 26 des Hydrozylinders 19 über das Druckminderventil 66 sowie mittels des Druckspeichers 73 ist dieselbe wie bei dem Walzenvorschub 10 gemäß Fig. 1. Auch die Einkopplung des Druckes p_1 in den oberen Druckraum 31 des Hydrozylinders zum Belasten der oberen Transportwalze 18 erfolgt über ein funktionell zu dem ersten Steuerventil 33 des Walzenvorschubs 10 gemäß Fig. 1 funktionsanaloges Druckminderventil 33' dessen Ventiltfeder 42' unter einer Mindest-Vorspannung steht, die so gewählt ist, daß der Ausgangsdruck p_1 des Druckminderventils 33' in der minimalen Vorspannung der Ventiltfeder 42' entsprechenden Grundstellung des Minderventils 33' um ca. 20% niedriger ist als derjenige Druck, der erforderlich wäre, um den in den unteren Antriebsdruckraum 26 eingekoppelten Ausgangsdruck p_2 des diesem zugeordneten Druckminderventils 66 das Gleichgewicht zu halten. Der Kolben 28 des Antriebs-Hydrozylinders 19 des Walzenvorschubs 10' kann daher, sobald der Ausgangsdruck p_2 des Druckminderventils 66 in den Ringraum 26 eingekoppelt ist, in seine obere, z.B. durch Anschlagwirkung markierte Endstellung gelangen, in der die obere Transportwalze 18 vom Werkstück-Material 14 abgehoben ist.

[0033] Zum Beispiel davon ausgehend, daß das zur Druckeinkopplung in den unteren Druckraum 26 vorgesehene Druckminderventil 66 auf einen Ausgangsdruck von 40bar fest eingestellt ist und daß das Flächenverhältnis F_B/F_R einen Wert von 1,64 hat, was einem Verhältnis des Kolbenstangen-Durchmessers d zum Durchmesser D des Kolbens von 5:8 entspricht, bedeutet dies, daß der Ausgangsdruck des Druckminderventils 33' bei minimaler Vorspannung seiner Ventiltfeder 42' einen Wert von etwa 24,4 bar haben muß, um der (bei einem Druck von 40 bar) im unteren Druckraum 26 über die Ringfiche 27 ausgeübten, aufwärts gerichteten Kraft das Gleichgewicht zu halten, wenn hierbei die nach unten gerichtete Gewichtskraft des Kolbens 28 und des Walzenstocks 17 einschließlich der oberen Transportwalze 18 vernachlässigt werden. Wird weiter vorausgesetzt, daß der - nicht dargestellte - Kolben des Druckminderventils 33', für das ein bekannter Aufbau vorausgesetzt sei, einen Durchmesser von 12 mm hat, was einer Kolbenfläche, die dem Druck im oberen Antriebsdruckraum 31 ausgesetzt ist, von 1,13 cm² entspricht, so ergibt sich für die Vorspannung der Ventiltfeder 42', bei der das Druckminderventil 33' den geregelten Ausgangsdruck von 24,4 bar abgibt, eine Feder-Vorspannung von 271 N. Soll der Druck p_1 in dem oberen Druckraum 31 des Hydrozylinders 19 z.B. auf 150 bar erhöht werden, so erfordert dies eine Erhöhung der Vorspannung der Ventiltfeder 42' auf einen Wert von 150 . FK (FK = Fläche des Druckminderventilkolbens), d.h. eine

Vorspannung von 1695 N, d.h. eine etwa 6,2 mal höhere Vorspannung als im erläuterten Gleichgewichtsfall, in dem die Feder-Vorspannung nur 271,3 N beträgt. Um eine derart hohe Vorspannung der Ventulfeder 42' des Druckminderventils 33' einstellen zu können, ist bei dem Walzenvorschub 10' ein direkt auf die Ventulfeder 42' wirkender Stellzylinder 78 vorgesehen, bei dem definiert verschiedene Positionen seines Zylinderkolbens 79, mit denen definiert verschiedene Werte der Vorspannung der Ventulfeder 42' verknüpft sind, mittels eines Nachlauf-Regelventils 80 einstellbar sind, das mit elektrisch gesteuerter Positions-Sollwert-Vorgabe und mechanischer Ist-Wert-Rückmeldung der Kolbenposition arbeitet.

[0034] Der Stellzylinder 78 ist als doppelt wirkender linearer Hydrozylinder mit einseitig aus dem Gehäuse austretender Kolbenstange 81 ausgebildet, welche die einseitige axiale Abstützung der Ventulfeder 42' bildet, die zum anderen am nicht dargestellten Kolben des Druckminderventils 33' axial abgestützt ist. Der Stellzylinder 79 wird als Differentialzylinder betrieben, bei dem ständig der Ausgangsdruck des beim gewählten Erläuterungsbeispiels auf 40 bar eingestellten Druckminderventils 66 in den stangenseitigen Druckraum 82-eingekoppelt wird. Die Hub-Steuerung des Stellzylinderkolbens 79 erfolgt durch Druckbeaufschlagung bzw. Entlastung des bodenseitigen Antriebsdruckraumes 83, der über das Nachlauf-Regelventil 80 mit dem Druckausgang 72 des Druckminderventils 66, alternativ mit dem drucklosen Tank 85 des Druckversorgungsgregats verbindbar bzw. gegen beide absperrenbar ist.

[0035] Das Nachlauf-Regelventil 80 ist beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel als 3/3-Wege-Ventil ausgebildet, das bei Gleichheit des Ist-Wertes der Position des Stellzylinderkolbens 79 mit dem durch definierte Einstellung der Position des durch das 3/3-Wege-Ventilsymbol 84 repräsentierten Kolbens des Nachlauf-Regelventils 80 seine sperrende Mittelstellung 0 einnimmt, in der der Steueranschluß 86 des Nachlauf-Regelventils 80 sowohl gegen dessen Druck-Versorgungsanschluß 87 als auch gegen dessen Tank-Rücklaufanschluß 88 abgesperrt ist.

[0036] Soll die Vorspannung der Ventulfeder 42' und damit der Ausgangsdruck des Druckminderventils 33' auf einen definierten Wert erhöht werden, so wird, gesteuert z.B. durch einen Schrittmotor 90 der Kolben 84 des Nachlauf-Regelventils 80 um einen definierten Hub in Richtung des Pfeils 89, beim dargestellten, speziellen Ausführungsbeispiel in derselben Richtung, in der auch der Kolben 79 des Stellzylinders 78 zur Erhöhung der Federvorspannung verschoben werden muß, verschoben, wodurch das Nachlauf-Regelventil 80 in seine Funktionsstellung I gelangt, in welcher der Ausgangsdruck des Druckminderventils 66 in den bodenseitigen Antriebsdruckraum 83 des Stellzylinders 78 eingekoppelt ist, dieser jedoch gegen den Rücklaufanschluß 88 des Nachlaufregelventils abgesperrt ist. Dadurch wird der Stellzylinderkolben 79, mit dem das lediglich sche-

matisch angedeutete mechanische Rückmeldelement 91 des Nachlauf-Regelventils 80 fest verbunden ist, ebenfalls in Richtung des Pfeils 89 im Sinne einer Erhöhung der Federvorspannung verschoben, bis sich nach Erreichen des dem Kolbenhub des Nachlauf-Regelventils 80 entsprechenden Kolbenhub 79 des Stellzylinders 78 wieder die sperrende Mittelstellung 0 des Nachlauf-Regelventils 80 ergibt und demgemäß der Kolben 79 des Stellzylinders 78 in der mittels des Schrittmotors 90 eingesteuerten Soll-Position stehenbleibt.

[0037] Soll andererseits, ausgehend von einer mit der Sperrstellung 0 des Nachlauf-Regelventils verknüpften definierten Vorspannung der Ventulfeder 42' ein niedrigerer Wert derselben eingestellt werden, so wird der Ventilkolben 84 des Nachlauf-Regelventils durch gegensinnige Ansteuerung des Schrittmotors 90 in Richtung des Pfeils 89' um einen der Vorspannungsänderung entsprechenden Hub verschoben. Hierdurch gelangt das Nachlauf-Regelventil 80 zunächst in die Funktionsstellung II, in welcher der bodenseitige Druckraum 83 des Stellzylinders 79 mit dem drucklosen Rücklaufanschluß 88 des Nachlaufregelventils 80 verbunden und gegen dessen Druckversorgungsanschluß 87 abgesperrt ist, mit der Folge, daß der Stellzylinderkolben 79 einen mit dem "Rückwärts-Hub" des Nachlauf-Regelventilkolbens 84 korrelierten Entspannungshub ausführt, bis bei Gleichheit von Soll- und Istwert wieder die Sperrstellung 0 des Nachlauf-Regelventils 80 erreicht ist.

[0038] Wegen der durch die Elastizität der Ventulfeder 42' bedingten strengen Verknüpfung ihrer Vorspannung mit der Position des Stellzylinderkolbens 79, einerseits, und, andererseits, wegen der durch das Prinzip der Nachlauf-Regelung bedingten strengen Korrelation zwischen der Position des Stellzylinderkolbens 79 und der Position des Kolbens 84 des Nachlauf-Regelventils 80, die z.B. mittels eines lediglich schematisch angedeuteten Positionsgebersystems 92 erfaßbar ist, ist bei dem Walzenvorschub 10' auf einfache Weise eine ferngesteuerte, wegen der Direkt-Einwirkung auf die Ventulfeder 42' sehr rasch erzielbare Einstellung des Ausgangsdruckes des Druckminderventils 33' möglich.

[0039] Damit bei einem Ausgangsdruck des Druckminderventils 66 von 40 bar mittels des Stellzylinders 78 eine Federvorspannung der Ventulfeder 42' von 1695 N erreichbar ist, die beim gewählten Erläuterungsbeispiel einem Ausgangsdruck des Druckminderventils 33' von 150 bar entspricht, muß die bodenseitige Stirnfläche des Stellzylinderkolbens 79 um ca. 4,23 cm² größer sein als die stangenseitige Ringstirnfläche des Stellzylinderkolbens 79, was bei konstruktiv günstig geringen Abmessungen des Stellzylinders 78 ohne weiteres möglich ist.

[0040] Bei Kenntnis der Federkennlinie, die in einem Eichvorgang ermittelt werden kann, ist, arbeitstaktgerecht auch auf einfache Weise eine elektronische Steuerung des Ausgangsdruckes des Druckminderventils 33' und damit der Betriebsdrücke des Walzen-

Spannzylinders 19 möglich.

[0041] In zweckmäßiger Gestaltung des Walzenvorschubes 10' ist ein elektronischer oder elektromechanischer Drucksensor 93 vorgesehen, mittels dessen der in den bodenseitigen Druckraum 31 des Hydrozylinders 19 eingekoppelte Druck erfaßbar ist, so daß auch insoweit eine Druck-Regelung durch Vergleich des Druck-Istwertes mit gesteuert vorgebbaren Hub-Sollwerten möglich ist.

Patentansprüche

1. Walzenvorschub zum Einzug von streifenförmigem Blech-Werkstückmaterial in eine Blechbearbeitungsmaschine, mit einer unteren, mittels eines Positionierungsantriebs rotatorisch antreibbaren Transportwalze und einer oberen, an einem mittels eines stehend angeordneten linearen, doppelt-wirkenden Hydrozylinders absenk- und anhebbaren Walzenstock frei drehbar gelagerten Transportwalze, zwischen denen das Werkstückmaterial kraftschlüssig einspannbar und in definierten Transporthöhen weitertransportierbar ist, wobei zur Entfaltung der für das Einspannen des Werkstückmaterials zwischen den Transportwalzen erforderlichen Kraft mindestens der bodenseitige, obere Druckraum des Hydrozylinders mit Druck beaufschlagbar ist und zu einer Lüftung des Walzenvorschubs, z.B. zum Zweck einer im Takt der Bearbeitungsvorgänge jeweils nach Stillsetzung des Positionierungsantriebs erfolgenden, das Werkstück vollends in die Bearbeitungsposition einrückenden Zentrierung, der bodenseitige, obere Druckraum des Hydrozylinders druckentlastbar ist, wobei

a) eine Druckventilanordnung vorgesehen ist, über die in den stangenseitigen Druckraum des Hydrozylinders ein Druck (p_2) vorgegebenen Betrages einkoppelbar ist der im Betrieb des Walzenvorschubs permanent in diesem Druckraum eingekoppelt ist, des weiteren

b) der im Spannbetrieb des Hydrozylinders in dessen bodenseitigen Druckraum eingekoppelte Druck (p_1) der Ausgangsdruck einer Drucksummierstufe ist, der der Summe eines einstellbar vorgegebenen Mindestdrucks (p_0) und eines der Summierstufe an einem Summationseingang zugeleiteten Zusatzdruckes (p_3) einstellbar vorgegebenen Betrages entspricht, wobei der Mindestdruck (p_0) gemäß der Beziehung

$$p_0 = p_2 \cdot F_R / F_B - M_G / F_b$$

gewählt ist, in der mit F_R der Betrag der den

stangenseitigen Druckraum axial beweglich begrenzenden Ringfläche und mit F_B der Betrag der den bodenseitigen Druckraum axial beweglich begrenzenden Stirnfläche des Hydrozylinders und mit M_G die Gewichtskraft des Zylinderkoblens und der mit diesem fest verbundenen Teile des Walzenvorschubs bezeichnet sind, und

c) ein Umschaltventil vorgesehen ist, das zur Entlastung der Transportwalzen aus einer Funktionsstellung (I), in der der Zusatzdruck (p_3) am Summationseingang der Drucksummierstufe ansteht, in eine Funktionsstellung (II) umschaltbar ist, in der der Summationseingang druckentlastet ist, **dadurch gekennzeichnet, daß**

A) an den stangenseitigen Druckraum (26) des Hydrozylinders (19) permanent ein Druckspeicher (73) angeschlossen ist, der räumlich in unmittelbarer Nähe des Hydrozylinders (19) angeordnet ist, und mittels der Druckventilanordnung (32) auf konstantem Druck p_2 gehalten ist, daß

B) die Summierstufe (33) eine mit dem bodenseitigen Druckraum (31) des Hydrozylinders (19) in ständig kommunizierender Verbindung stehende Anschlußkammer hat, die bei einer Erniedrigung des Steuerdruckes p_3 in mit dem drucklosen Tank des Druckversorgungsaggregats (35) unmittelbar kommunizierende Verbindung gelangt, daß

C) das Umschaltventil (52) als 3/3-Wege-Magnetventil ausgebildet ist, das

C1) zusätzlich zu den alternativen Funktionsstellungen (I und II) eine federzentrierte Grundstellung (0) als Mittelstellung hat, in der sämtliche Ventilanschlüsse (57, 58, 59) gegeneinander abgesperrt sind, und bei dem

C2) zur Betätigung ein Doppelhub-Magnetsystem (61) mit zwei Feldwicklungen (62, 63) vorgesehen ist, durch deren alternative Bestromung auf den Ventilkolben (64) in entgegengesetzter Richtung wirkende Stellkräfte im Sinne der Auslenkung des Kolbens (64) in die alternativen Funktionsstellungen (I bzw. II) ausübbar sind, wobei

C3) im Betrieb des Ventils (52) die Feldwicklungen (62, 63) periodisch al-

ternierend bestromt sind, derart, daß innerhalb einer Periodendauer T , die in der Größenordnung einiger ms (1 bis 5 ms) beträgt, die eine Feldwicklung für eine vorgegebene Bestromungsdauer T_1 und die andere Feldwicklung für eine Bestromungsdauer T_2 ($T_2 = T - T_1$) bestromt ist und

C4) durch das Verhältnis T_1/T_2 vorgegeben ist, ob das Ventil (72) seine Grundstellung (0) einnimmt, was für $T_1/T_2 = 1$ der Fall ist, oder seine Funktionsstellung I bzw. II, was für $T_1 > T_2$ bzw. $T_2 > T_1$ der Fall ist und weiter

C5) die Periodendauer D und das Verhältnis T_1/T_2 einstellbar vorgebar sind.

2. Walzenvorschub nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Summierstufe (33), deren Druckausgang (37) an den Druckanschluß (39) des bodenseitigen Druckraumes (31) des Hydrozylinders (19) angeschlossen ist, als Druckminderventil ausgebildet ist. 25
3. Walzenvorschub nach Anspruch 2, bei dem der Ausgangsdruck des Druckminderventils (33) mit der Vorspannung einer Ventulfeder korreliert ist, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein elektrisch ansteuerbarer Stellantrieb vorgesehen ist, mittels dessen die Vorspannung der Ventulfeder (42') auf definierte Werte einstellbar ist. 30
4. Walzenvorschub nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Stellantrieb als mittels eines Nachlauf-Regelventils (80) steuerbarer Hydrozylinder (78) ausgebildet ist, mittels dessen die Ventulfeder (42') des Druckminderventils (33') definiert vorspannbar ist. 40
5. Walzenvorschub nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Absolut-Wegmeßsystem (91) vorgesehen ist, mittels dessen die mit der Position des Kolbens (79) des Hydrozylinders (78) korrelierte Position des Kolbens (84) des Nachlauf-Regelventils (80) erfaßbar ist. 45
6. Walzenvorschub nach einem der Ansprüche 3 bis 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein den Ausgangsdruck des Druckminderventils (33') überwachender elektronischer oder elektromechanischer Drucksensor (93) vorgesehen ist. 50

Claims

1. Roller feed for drawing strip-shaped sheet-metal workpiece material into a sheet metal-processing machine, the said roller feed having a lower transport roller which can be rotationally driven by means of a positioning drive, and an upper transport roller which is mounted in a freely rotatable manner on a roller stem which can be lowered and raised by means of a vertically disposed, linear, double-acting hydraulic cylinder, between which transport rollers the workpiece material can be clamped-in in a force-locking manner and transported onwards in defined transport strokes, wherein, for developing the force necessary for clamping-in the workpiece material between the transport rollers, at least that upper pressure space of the hydraulic cylinder which is at the base end can be acted upon with pressure and, for venting the roller feed, for example for the purpose of a centering operation which takes place, within the cycle of the processing operations, after the positioning drive has been stopped in each case, and - which shifts the workpiece completely into the processing position, that upper pressure space of the hydraulic cylinder which is at the base end can be relieved of pressure; wherein

a) a pressure valve arrangement is provided, via which there can be coupled into that pressure space of the hydraulic cylinder which is at the rod end a pressure (p_2) of a predetermined amount which is coupled into the said pressure space permanently when the roller feed is in operation, and in addition,

b) the pressure (p_1) which is coupled, when the hydraulic cylinder is operating in a clamping manner, into that pressure space of the said hydraulic cylinder which is at the base end, is that output pressure of a pressure-summing stage which corresponds to the sum of a settably predetermined minimum pressure (p_0) and an additional pressure (p_3) of a settably predetermined amount, which additional pressure is fed to the summing stage at a summation input, the said minimum pressure (p_0) being selected in accordance with the correlation

$$p_0 = p_2 \cdot F_R/F_B - M_G/F_b,$$

in which F_R designates the amount of the annular area which delimits, in an axially movable manner, the pressure space which is at the rod end, F_B designates the amount of that end-face area of the hydraulic cylinder which delimits, in an axially movable manner, the pressure space

which is at the base end, and M_G designates the weight of the cylinder piston and of those parts of the roller feed which are fixedly connected to the latter, and

c) a switch-over valve is provided which can be switched over, for relieving the load on the transport rollers, from a functional position (I) in which the additional pressure (p_3) is present at the summation input of the pressure-summing stage, into a functional position (II) in which the said summation input is relieved of pressure, **characterised in that**

A) there is permanently connected to that pressure space (26) of the hydraulic cylinder (19) which is at the rod end a pressure reservoir (73) which is disposed, spatially, in the immediate vicinity of the said hydraulic cylinder (19) and is kept at a constant pressure p_2 by means of the pressure valve arrangement (32);

B) that the summing stage (33) has a connecting chamber which is in constantly communicating connection with that pressure space (31) of the hydraulic cylinder (19) which is at the base end, which connecting chamber comes, when lowering of the control pressure p_3 occurs, into directly communicating connection with the pressureless tank of the pressure supply unit (35);

C) that the switch-over valve (52) is constructed as a 3/3-way magnetic valve which,

C1) in addition to the alternative functional positions (I and II), has a spring-centred basic position (O) as a middle position in which all the valve connections (57, 58, 59) are shut off from one another, and in which valve

C2) there is provided, for actuation purposes, a double-stroke magnet system (61) with two field windings (62, 63), as a result of the alternative supplying of current to which there can be exerted upon the valve piston (64) positioning forces acting in opposite directions for the purposes of deflecting the piston (64) into the alternative functional positions (I or II), wherein,

C3) when the valve (52) is in operation, the field windings (62, 63) are supplied

with current in a periodically alternating manner in such a way that, within a period duration T which lies within the order of a few ms (1 to 5 ms), one field winding is supplied with current for a predetermined current-supply duration T_1 and the other field winding is supplied with current for a current-supply duration T_2 ($T_2 = T - T_1$), and

C4) it is predetermined by the ratio T_1/T_2 whether the valve (72) assumes its basic position (0), which is the case for $T_1/T_2 = 1$, or its functional position I or II, which is the case for $T_1 > T_2$ or $T_2 > T_1$ respectively, and furthermore

C5) the period duration D and the ratio T_1/T_2 can be predetermined in a settable manner.

2. Roller feed according to claim 1, **characterised in that** the summing stage (33), of which the pressure output (37) is connected to the pressure connection (39) of that pressure space (31) of the hydraulic cylinder (19) which is at the base end, is constructed as a pressure-reducing valve.
3. Roller feed according to claim 2, in which the output pressure of the pressure-reducing valve (33) is correlated with the initial tension of a valve spring, **characterised in that** an electrically activatable positioning drive is provided, by means of which the initial tension of the valve spring (42') can be set to defined values.
4. Roller feed according to claim 3, **characterised in that** the positioning drive is constructed as a hydraulic cylinder (78) which can be controlled by means of a follow-up regulating valve (80) and by means of which the valve spring (42') of the pressure-reducing valve (33') can be pretensioned in a defined manner.
5. Roller feed according to claim 4, **characterised in that** an absolute path-measuring system (91) is provided, by means of which that position of the piston (84) of the follow-up regulating valve (80) which is correlated with the position of the piston (79) of the hydraulic cylinder (78) can be detected.
6. Roller feed according to one of claims 3 to 5, **characterised in that** an electronic or electromechanical pressure sensor (93) which monitors the output pressure of the pressure-reducing valve (33') is provided.

Revendications

1. Dispositif d'alimentation à rouleaux pour l'alimentation de matériau à usiner en tôle en forme de bande dans une machine d'usinage de tôle, avec un rouleau de transport inférieur actionnable en rotation à l'aide d'un entraînement de positionnement et un rouleau de transport supérieur tournant librement sur paliers dans un porte-rouleaux abaissable et relevable à l'aide d'un cylindre hydraulique linéaire à double effet disposé verticalement, entre lesquels le matériau à usiner peut être serré par adhérence et transporté ultérieurement selon des courses de transport définies, moyennant quoi, pour le déploiement de la force nécessaire pour le serrage du matériau à usiner entre les rouleaux de transport, au moins le compartiment de compression supérieur du côté du fond du cylindre hydraulique peut être alimenté en pression et, pour une ventilation du dispositif d'alimentation à rouleaux, par exemple en vue d'un centrage effectué en cadence avec les opérations d'usinage à chaque fois après l'arrêt de l'entraînement de positionnement enclenchant entièrement la pièce à usiner dans la position d'usinage, le compartiment de compression supérieur du côté du fond du cylindre hydraulique peut être détendu, moyennant quoi

- a) il est prévu un dispositif de soupape de compression par lequel une pression (p_2) d'une valeur prédéterminée, qui est injectée en permanence dans ce compartiment de compression pendant le fonctionnement du dispositif d'alimentation à rouleaux, peut être injectée, dans le compartiment de compression du côté de la tige du cylindre hydraulique, en outre
- b) la pression (p_1) injectée pendant le fonctionnement de serrage du cylindre hydraulique dans le compartiment de compression du côté du fond de celui-ci est la pression initiale d'un étage de sommation de pression qui correspond à la somme d'une pression minimale (p_0) prédéterminée de manière ajustable et d'une pression additionnelle (p_3) d'une valeur prédéterminée de manière ajustable transmise à une entrée de totalisation de l'étage de sommation, moyennant quoi la pression minimale (p_0) est choisie suivant la relation

$$p_0 = p_2 \cdot F_R / F_B - M_G / F_b$$

où F_R est la valeur de la surface d'anneau limitant en mouvement axial le compartiment de compression du côté de la tige et F_B est la valeur de la face avant du cylindre hydraulique limitant en déplacement axial le compartiment de compression du côté du fond et M_G est le

poids du piston du cylindre et des pièces du dispositif d'alimentation à rouleaux raccordées fixement au piston, et

c) il est prévu une soupape d'inversion qui peut être commutée, pour la détente des rouleaux de transport, d'une position de fonctionnement (I), dans laquelle la pression additionnelle (p_3) est générée à l'entrée de totalisation de l'étage de sommation de pression, dans une position de fonctionnement (II), dans laquelle l'entrée de totalisation est détendue, **caractérisé en ce que**

A) un accumulateur de pression (73), qui est monté dans l'espace à proximité immédiate du cylindre hydraulique (19) et qui est maintenu sous pression constante p_2 par l'intermédiaire du dispositif de soupape de compression (32), est raccordé en permanence au compartiment de compression (26) du côté de la tige du cylindre hydraulique (19), **en ce que**

B) l'étage de sommation (33) comporte une chambre de raccordement communiquant en permanence avec le compartiment de compression du côté du fond (31) du cylindre hydraulique (19), laquelle chambre est mise en communication directe avec le réservoir sans pression de l'ensemble d'alimentation de pression (35) en cas de réduction de la pression de commande p_3 , **en ce que**

C) la soupape d'inversion (52) est conçue comme une électrovanne 3/3 voies, qui

C1) en plus des positions de fonctionnement alternatives (I et II), a une position initiale (0) centrée par ressort comme position neutre, dans laquelle tous les raccords de soupape (57, 58, 59) sont fermés les uns par rapport aux autres, et dans laquelle

C2) il est prévu, pour la commande, un système magnétique à course double (61) avec deux enroulements de champ (62, 63), grâce à l'alimentation alternative en courant électrique desquels des forces de réglage agissant en sens inverse sur le piston de soupape (64) peuvent s'exercer dans le sens de l'excursion du piston (64) dans les positions de fonctionnement alternatives (I ou II), moyennant quoi

C3) pendant le fonctionnement de la soupape (52), les enroulements de champ (62, 63) sont alimentés en courant électrique en alternance périodique de manière à ce que, pendant une

durée de période T qui est de l'ordre de quelques ms (1 à 5 ms), l'un des enroulements de champ soit alimenté en courant électrique pendant une durée d'alimentation prédéterminée T_1 et l'autre enroulement de champ soit alimenté en courant électrique pendant une durée d'alimentation T_2 ($T_2 = T - T_1$) et
 C4) on prédétermine, à l'aide du rapport T_1/T_2 , si la soupape (72) prend sa position initiale (0), ce qui est le cas pour $T_1/T_2 = 1$, ou sa position de fonctionnement I ou II, ce qui est le cas pour $T_1 > T_2$ ou $T_2 > T_1$ et, en outre, C5) la durée de période D et le rapport T_1/T_2 peuvent être prédéterminés de manière ajustable.

2. Dispositif d'alimentation à rouleaux selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** l'étage de sommation (33), dont la sortie de pression (37) est raccordée au raccord de pression (39) du compartiment de compression (19) du côté du fond du cylindre hydraulique (31), est conçue comme une soupape de détente. 20 25

3. Dispositif d'alimentation à rouleaux selon la revendication 2, dans lequel la pression de sortie de la soupape de détente (33) est corrélée avec la précontrainte d'un ressort de soupape, **caractérisé en ce qu'il** est prévu un organe de réglage excitable électriquement à l'aide duquel la précontrainte du ressort de soupape (42') est réglable à des valeurs définies. 30 35

4. Dispositif d'alimentation à rouleaux selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** l'organe de réglage est conçu comme un cylindre hydraulique (78) actionnable à l'aide d'une soupape de réglage par poursuite (80) par l'intermédiaire duquel le ressort de soupape (42') de la soupape de détente (33') peut être précontraint de manière définie. 40

5. Dispositif d'alimentation à rouleaux selon la revendication 4, **caractérisé en ce qu'il** est prévu un système de mesure de déplacement absolu (91) à l'aide duquel la position du piston (84) de la soupape de réglage par poursuite (80) corrélée avec la position du piston (79) du cylindre hydraulique (78) peut être détectée. 45 50

6. Dispositif d'alimentation à rouleaux selon l'une quelconque des revendications 3 à 5, **caractérisé en ce qu'il** est prévu un capteur de pression (93) électronique ou électromécanique supervisant la pression de sortie de la soupape de détente (33'). 55

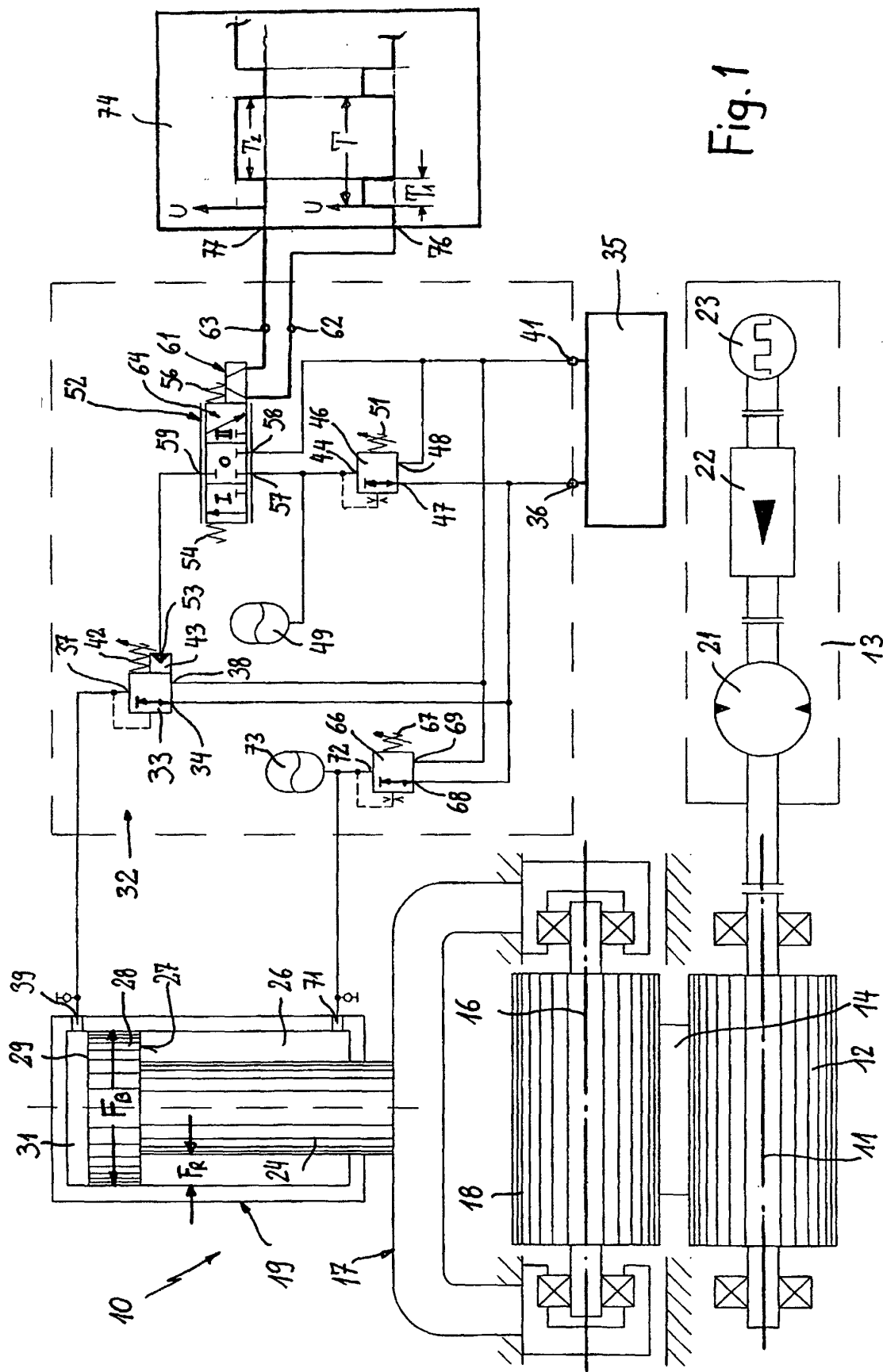


Fig. 1

