

2) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

21) Anmeldenummer: 87119094.8

51) Int. Cl.4: **B21D 43/11 , B65H 20/18**

22) Anmeldetag: 23.12.87

43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
28.06.89 Patentblatt 89/26

71) Anmelder: **LEINHAAS -INDUSTRIEBERATUNG**  
 Inh. Dipl.-Ing. Werner Leinhaas  
 Alte Leipziger Strasse 40A  
 D-6460 Geinhausen(DE)

34) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH DE ES FR GB GR IT LI LU NL SE**

72) Erfinder: **Scheitza, Matthias**  
 Georgenstrasse 44  
 D-6108 Weiterstadt 3(DE)

74) Vertreter: **Munderich, Paul, Dipl.-Ing.**  
 Frankfurter Strasse 84  
 D-6466 Gründau-Rothenbergen(DE)

54) **Zangenvorschubgerät mit pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Kurbeltrieben.**

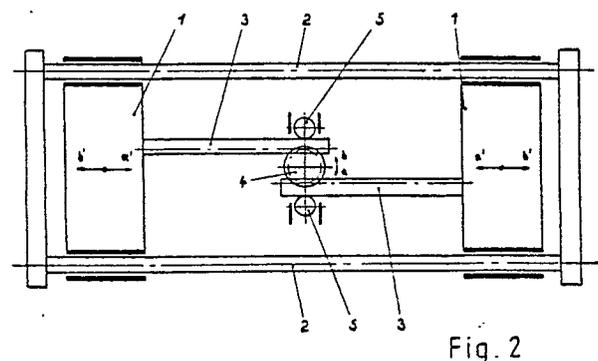
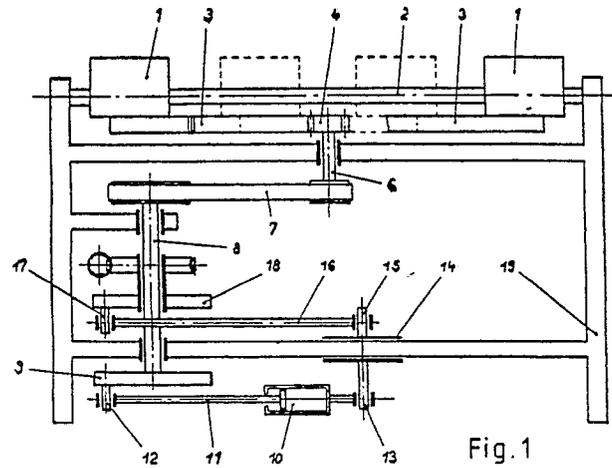
57) Die Erfindung betrifft ein Zangenvorschubgerät mit pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Kurbeltrieben, insbesondere zum automatischen Vorschieben von Band-, Streifen- oder Profilmaterial in Pressen, Stanzen oder dgl.

Dem Vorschubgerät obliegt, das Material zyklisch dem Pressentakt entsprechend in das Maschinenwerkzeug einzuschieben, wobei das Vorschubgerät, neben der Pressencharakteristik, die Qualität und Komplexität des herzustellenden Teiles bestimmt.

Beim Stanzen mit hydromechanischen Pressen, für das das Gerät konzipiert wurde, stellen sich bekannte Vorschubgeräte als zu langsam heraus, da die o.g. Pressen eine besonders hohe Leerlaufgeschwindigkeit aufweisen und das Band nur während eines sehr kurzen Zeitraumes der gesamten Hubzeit im Werkzeug frei beweglich ist.

Ein direkter zwangsgetriebener Abgriff der Pressencharakteristik zum Antrieb des Vorschubes, wie er bei Schnellläuferpressen bekannt ist, läßt sich jedoch, da keine umlaufenden Antriebseinheiten in der Presse vorhanden sind, nicht realisieren.

Die Untersuchungen der Zangenvorschubgeräte und der Rollenvorschubgeräte, die beide gewisse Vorteile und gewisse Nachteile beinhalten, haben zu einer Konzeption geführt, die die Vorteile beider Systeme verbindet und ihre Nachteile weitgehend vermeidet.



EP 0 321 602 A1

## Zangenvorschubgerät mit pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Kurbeltrieben

Die Erfindung betrifft ein Zangenvorschubgerät mit pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Kurbeltrieben.

Wie aus dem Studium einschlägiger Fachliteratur ersichtlich, geht der Trend in der fertigen Industrie heute weg vom Massenprodukt und hin zu einer größeren Diversifikation einzelner Produktgruppen, bei gleichzeitigem Sinken der Losgrößen:

Bekanntermaßen erweist es sich daher als immer notwendiger, Arbeits- und Automationssysteme zu flexibilisieren. Dies stellt, geht es um die Fertigung einfacher Teile mit geringen Qualitätsansprüchen, auch keine größeren Schwierigkeiten dar. Mit steigenden Qualitätsansprüchen bezüglich Maßhaltigkeit und Komplexität steigt jedoch auch der automationstechnische Aufwand; erreicht hier aber schnell die Grenze der Wirtschaftlichkeit. Vor allem in Produktionszweigen, wie der spanlosen Umformung und hier insbesondere der Stanztechnik, die von jeher einen hohen Automationsgrad aufweisen. Da sich die Möglichkeiten zur Automatisierung aus technologischen Gründen verhältnismäßig einfach gestalten, zeigt sich nach eingehenden Untersuchungen immer häufiger, daß die bekannten Automationstechniken mit den Maschinenentwicklungen nicht Schritt gehalten haben. Oft werden daher absolute Neukonstruktionen erforderlich, da das immer weitere Anpassen bestehender Technologien schließlich in eine Sackgasse führen muß.

Ziel dieser Erfindung ist es, eine derartige Neukonstruktion vorzustellen und ihre Notwendigkeit zu begründen.

Es handelt sich hierbei um eine Vorrichtung nach der eingangs genannten Art, zum automatischen Vorschieben von Band-, Streifen- oder Profilmaterial in Pressen, Stanzen oder ähnlichen Maschinen.

Initiiert wurde diese Entwicklung neben dem eingangs Gesagten dadurch, daß die durch das Prospekt "Differenzdruckpresse - Leinhaas" (Ausgabe Dezember 1987) ausgewiesene Entwicklung einer solchen Presse, bei Verwendung herkömmlicher, auf dem Markt erhältlicher Automationsgeräte nur unter größeren Einbußen des erheblichen bestehenden technologischen Vorsprungs automatisierbar ist.

Es wird sich hierbei zeigen, daß die erwähnten Neukonstruktionen, und hier insbesondere der oben angesprochene Vorschub, nicht nur in seiner Technik, sondern auch kostenmäßig wesentlich günstiger liegt, als die umständliche Anpassung an bestehende Technologien.

Entsprechend den angesprochenen Anforderungen finden sich in den Offenlegungsschriften

des Deutschen und Europäischen Patentamtes lediglich fünf Anmeldungen, die allerdings nur teilweise die beschriebene Problematik berühren.

5 Eine dieser Anmeldungen, ein amerikanisches Patent, datiert aus dem Jahre 1936 und betrifft einen Doppelzangenvorschub, der vollkommen mechanisch von der Presse direkt angetrieben wird. US-PS 2 468 236.

10 Des weiteren werden vier Druckschriften beschrieben und auf ihre Relevanz hin untersucht.

### a) DE-AS 1 265 106

15 Es handelt sich hierbei um einen pneumatischen Doppelzangenvorschub, bei dem jede der beiden Zangen durch einen eigenen Antrieb Vor- und Rückhub ausführt. Als nachteilig zeigen sich hier die notwendige getrennte Einstellung beider Zangen, was die Gleichlaufpräzision beeinträchtigt und weiterhin der enorme Luftverbrauch durch Verwendung von zwei Antriebsaggregaten. Allerdings läßt sich der Nachteil der getrennten Einstellung in gewisser Weise in Positive verkehren, da mit diesem System nun zyklisch getrennte Vorschublängen gefahren werden können, was im engeren Sinne dem Taktprogrammlauf des vollen Vorschubs entspricht.

### b) DE-OS 1 801 302

30 Diese Offenlegungsschrift beschreibt einen Vorschub, bei dem zwei Zangen an den gegenläufigen Strängen einer horizontal laufenden Rollkette befestigt sind.

35 Diese Kette wird zyklisch durch einen umsteuerbaren Hydraulikmotor angetrieben, der seinerseits von einer elektromotorisch getriebenen Hydraulikpumpe versorgt wird.

40 Dieses System ist vordringlich für Vorschublängen größer als 1000 mm vorgesehen, wo der Einsatz von Hydraulikzylindern zu kostspielig wäre und Konstruktionen mit systembedingtem Leerhub enorm hohe Positionierzeiten benötigen würden.

### c) Offenlegungsschrift 0033252

50 Diese Patentanmeldung beschreibt einen einfachen Vorschub mit nur einer beweglichen Zange, die nicht über einen Zylinder, sondern durch ein elektropneumatisches Schwenkmodul angetrieben wird, welches seinerseits zyklisch eine im Radius einstellbare Kurbelschwinge um jeweils 180° in

bzw. gegen die Vorschubrichtung dreht.

Zum Antrieb der Vorschubzange wird hier also ein Sinoidalgetriebe verwendet, um einen möglichst ruckfreien An- und Auslauf zu erreichen.

Da die Hubverstellung bei diesem Gerät durch eine Voreinstellung des Kurbelradius erfolgt, ist ein Nach- bzw. Neueinstellen der Vorschublänge nur im Stand möglich.

Als weiterhin sehr nachteilig wirkt sich hier die Tatsache aus, daß selbst bei kleinsten gefahrenen Hübten die antreibbare Schwenkvorrichtung jeweils eine volle Drehung ausführen muß, was - wie bereits vorstehend erwähnt -, zu einem unwirtschaftlich hohen Luftverbrauch führt.

#### d) Offenlegungsschrift 0125367

Diese Anmeldung, die neueste auf diesem Gebiet, beschreibt einen Vorschub, der die Vorteile der bisher erwähnten drei Anmeldungen weitestgehend zusammenfaßt.

Es handelt sich hierbei ebenfalls um einen Doppeltangenvorschub, dessen gegenläufige Zangenbewegung durch zwei Exzentrerscheiben erzeugt wird. Dadurch soll ebenfalls ein besonders sanftes Anfahren und Abbremsen der Zangen erreicht werden. Die Hublängeneinstellung der Vorschubzangen geschieht hier, wie unter c), durch eine gemeinsame Voreinstellung der Kurbelradien und ist ebenfalls nur im Stand möglich.

Die zyklische Schwenkbewegung der Exzentrerscheiben um jeweils  $180^\circ$  wird bei diesem System durch einen, beide Exzentrerscheiben umschlingenden Zugmitteltrieb erreicht, dessen eines Trum durch einen Pneumatik- oder Hydraulikzylinder vom Vorschubtakt entsprechend bewegt wird.

Als nachteilig sind bei diesem System, wie bereits unter c) bemerkt, die Unmöglichkeit der Hubeinstellung während des Laufes und die Tatsache, daß der antreibende Zylinder auch bei kleinen Zangenhüben jeweils seinen vollen Hub fahren muß, anzusprechen.

Ein weiterer Mangel dieses Systems zeigt sich in der Eigenschaft, daß die maximale Hublänge jeder Vorschubzange jeweils durch den Durchmesser der antreibenden Exzentrerscheibe begrenzt wird.

Nach dem Studium dieser Druckschriften zeigt sich also, daß die vorstehend herausgearbeiteten Anforderungen an ein modernes Vorschubsystem bis jetzt noch nicht von einer bekannten Konstruktion befriedigend erfüllt werden.

Im folgenden soll nun der Fertigungsprozeß des automatischen Stanzens vom Band bzw. vom Streifen beschrieben und näher untersucht werden.

Der maschinelle Aufbau einer automatischen Stanzanlage zum Verarbeiten von Bändern und Streifen ist fast immer gleich.

Er besteht im wesentlichen aus einer Abwickelvorrichtung für das Band und der sogenannten Haspel, einer Richtmaschine zum Begradigen des durch den Aufwickelvorgang gekrümmten Bandes und einem Vorschub, dem die Aufgabe obliegt, das Band zyklisch dem Pressentakt entsprechend in das Maschinenwerkzeug einzuschieben.

Vor allem der Hub bestimmt neben der Pressencharakteristik die Qualität und mögliche Komplexität des herzustellenden Teils. Drei grundsätzliche Anforderungen müssen aus dieser Perspektive an den Vorschub gestellt werden:

1.) Positioniergenauigkeit des Werkstückes, also des Bandes oder Streifens,

2.) Positioniergeschwindigkeit für einen Takt und

3.) Taktfrequenz, um die Hubzahlen der Presse ausnützen zu können.

Weitere Anforderungen ergeben sich bei der Berücksichtigung des entsprechenden Einsatzfalles, z.B. Klemmkraft des Bandes.

Sie richtet sich nach der erforderlichen Beschleunigung und der Masse bzw. dem Querschnitt des zu transportierenden Bandes, um ein schnelles Vorschieben ohne Durchrutschen des Bandes zu gewährleisten.

Ebenfalls von Bedeutung ist hierbei die Zugkraft des Vorschubes, um ein Band je nach Querschnitt bzw. Krümmung durch die Richtmaschine zu ziehen, sofern diese nicht über einen eigenen Antrieb verfügt. Selbstverständlich beeinflusst die Zugkraft auch die auf das Band maximal übertragbare Beschleunigung.

Nach diesem Anforderungsprofil wird nun, der Aufgabe der Anlage entsprechend, der jeweilige Vorschub ausgewählt.

Es soll nunmehr die Funktionalität des Vorschubes näher beleuchtet werden:

Positioniergenauigkeit:

Hierbei ist wiederum zwischen zwei Fertigungstechnologien bezüglich des Werkzeuges zu unterscheiden.

a) Taktwerkzeuge, mit denen während einem Pressenhub jeweils ein Teil direkt ohne Zwischenschritte vom Band gefertigt wird, und

b) Folge- bzw. Folgeverbundwerkzeuge, in denen das jeweils zu fertigende Teil mehrere umformtechnische Stationen durchläuft, um schließlich weitgehend fertig - also frei fallend - von der Maschine ausgeworfen zu werden.

Es ist leicht ersichtlich, daß sich bei Einzeltaktwerkzeugen Positionierfehler nicht addierend auswirken können, da pro Pressenhub nur ein kom-

pletter Umformvorgang stattfindet und mögliche Stellfehler sich nur auf die wirtschaftliche Ausnutzung des Bandes auswirken können, solange der Stellfehler im Bereich eines Teilungsabstandes zwischen zwei auf dem Band vorgesehenen Werkstücken liegt.

Beim Folge- bzw. Folgeverbundwerkzeug allerdings können sich Positionierfehler des Vorschubes frapperend auf die Teilequalität auswirken. Dies wird schnell deutlich, wenn man bedenkt, daß ein Werkstück in mehreren Stationen, jedoch in einem Werkzeug, z.B. gelocht, gebogen, ausgeklinkt, gesickt usw. und erst am Schluß des umformtechnischen Vorganges vom Band abgetrennt wird. Da hier die Umformvorgänge nacheinander erfolgen würden sie sich gegenseitig, bei auftretenden Vorschubungenauigkeiten, in ihrer Qualität stark beeinflussen.

Man geht daher werkzeugtechnisch den Weg, daß man in einer ersten Station in das Band Löcher stanzt bzw. an der Seite des Bandes eine Ausklinkung vornimmt und das Band dann beim nächsten Pressenhub, also bei der nächsten umformtechnischen Station mit Hilfe von Suchstiften bzw. andersartigen Anschlägen für die nachfolgenden Fertigungsvorgänge jeweils im Werkzeug positioniert.

Man verlagert hierbei also die Positioniergenauigkeit vom Vorschub auf das Werkzeug. Dies läßt jedoch keineswegs größere Positioniertoleranzen des Vorschubes zu, da die Suchstifte bzw. die Seitenansläge des Werkzeuges, bei nicht exakt liegenden vorgestanzten Löchern bzw. Ausklinkungen, leicht beim Zentrieren Grate oder Verquetschungen am Band verursachen können, welche dann, da das Band nicht mehr im Werkzeug beweglich ist, zu einem Produktionsausfall, unter Umständen von mehreren Stunden, führen können.

Bei Folge- bzw. Folgeverbundwerkzeugen ist es ebenfalls wichtig, daß diese eine steuerungstechnische Variante des Vorschubes, bei Verwendung der angesprochenen Werkzeugarten, unbedingt besitzen muß. Diese sogenannte Zwischenlüftung bezeichnet ein kurzzeitiges komplettes Freilegen des Bandes, um somit eine Positionierung der werkzeugeigenen Richtvorrichtungen zu ermöglichen.

Diese Positioniertoleranzen der Vorschübe bewegen sich, je nach verwendetem Vorschubsystem, im Bereich von 2/100 bis 1/10 mm.

Bei Betrachtung der dargelegten Weg-Zeitcharakteristik von Differenzweg-, Differenzdruck- bzw. Exzenterpressen wird unter Berücksichtigung der Gesamtzeit für einen Hub deutlich, was einleitend bereits angesprochen wurde.

Während bei der Exzenterpresse nämlich ein Großteil der Gesamthubzeit für den Vorschubvorgang

zur Verfügung steht, sind diese Zeitspannen bei Differenzweg- und Differenzdruckpressen aufgrund der umformtechnisch günstigeren Charakteristiken, bei angestrebter gleichzeitiger Hubfolge, erheblich zusammengeschrumpft.

Bei Nichteinhaltung dieser vorgegebenen Zeiten ist ein Automatikbetrieb pressenseitig nur eingeschränkt möglich, da die Presse jedesmal auf das Ende des Vorschubvorganges warten muß. Dies zieht neben einem unerwünschten Beschleunigungs- und Bremsvorgang jedesmal auch steuerungsseitig einen erheblichen Zeitverzug nach sich, da die Schaltvorgänge von elektrischen, hydraulischen oder mechanischen Schaltgliedern nicht in unendlich kleiner Zeit ablaufen und sich meistens addieren.

Man spricht hierbei davon, daß die Presse nicht zum Durchlaufen kommt.

Vorschubseitig läßt sich die Stellgeschwindigkeit durch den Einsatz sehr schneller Steuerungen, massearmer Bauteile und durch ein geeignetes Dämpfungssystem für die sich zyklisch bewegenden Teile des Vorschubes beeinflussen. Da die oft ungenügende Stellgeschwindigkeit herkömmlicher Vorschübe, bei Verwendung mit modernen Pressensystemen, die theoretisch möglichen Taktzahlen oft drastisch verringern, wurde bei der Entwicklung dieser Erfindung auf diesen Punkt besonderes Augenmerk gelegt.

In den Prospekten einschlägiger Automations- und Vorschubgerätehersteller wird fast immer nur die Taktgeschwindigkeit groß herausgestrichen. Sie wird jedoch nur am alleine - also ohne Presse -laufenden Vorschub ermittelt, berücksichtigt also nicht die Verformungszeit der Presse während der der Vorschub steht.

Sie geben daher häufig ein falsches Bild von der Leistungsfähigkeit des jeweiligen Vorschubgerätes. Unter Beachtung der Notwendigkeit einer hohen Stellgeschwindigkeit des Vorschubes, wie vorstehend beschrieben, ergeben sich hohe Taktzahlen des Vorschubs jedoch quasi von selbst, da die Schaltzeiten der Vorschubsteuerung meist nicht über der Verformzeit der Presse liegen.

Zur Erfüllung der vorstehend beschriebenen Problematik haben sich bis heute im wesentlichen zwei Arten von Vorschubgeräten durchgesetzt.

Es sind dies zum einen die Zangenvorschubgeräte, bei denen das Band mittels einer beweglichen Zange geklemmt wird und diese Zange dann beim schiebenden Einsatz zur Presse hin und beim ziehenden Einsatz von der Presse weg bewegt wird, und zum anderen die Rollenvorschubgeräte, bei denen das Band zwischen zwei gegenläufig beweglichen Rollen geklemmt wird und bei einer Rollenbewegung vorwärts geschoben wird.

Eine weitere Einteilung läßt sich hinsichtlich des Antriebes vornehmen.

Man unterscheidet hierbei Vorschübe mit eigenem Antrieb und solche mit Fremdantrieb seitens der Presse. Mit den letztgenannten lassen sich, verständlicherweise, die besten Ergebnisse erzielen, da der Vorschub zwangsgesteuert direkt der Pressencharakteristik folgt.

Ihr Einsatz beschränkt sich jedoch auf Exzenter- oder Kurbelpressen, da sich hier der Abgriff der Pressencharakteristik von der umlaufenden Exzenterwelle als besonders einfach gestaltet.

Beim Hochgeschwindigkeitsstanzen mit Schnellläuferpressen werden ausschließlich zwangsgetriebene Vorschubgeräte eingesetzt, da bei Taktzahlen um 1500 Hübe/Min. eine Synchronisation zwischen Pressen- und Vorschubtakt steuerungstechnisch nicht mehr möglich ist.

Thema dieser Entwicklung sollen jedoch die Vorschübe mit eigenem Antrieb sein.

Auf sie wird nun - unterteilt nach Zangen- und Rollenvorschubgeräten - eingegangen.

Beim Zangenvorschub erfolgt, wie bereits erwähnt, der Bandtransport durch zyklisch lineare Bewegung der das Band klemmenden Vorschubzange. Während des Rückhubes der Vorschubzange übernimmt nun eine feststehende Haltezange die Fixierung des Bandes. Zangenvorschubgeräte müssen also, um die Vorschubzange wieder in die Ausgangsposition zu verbringen, pro Zyklus einen Leerhub ausführen.

Angetrieben wird die Vorschubzange durch Pneumatik- oder Hydraulikzylinder, wobei die Pneumatik den Bereich kleinerer Bandbreiten, also kleinerer Zangengrößen bis ca. 250 mm und kleinerer Vorschubhübe bis ca. 350 mm, abdeckt. Bei diese Werte überschreitenden Aufgaben werden hydraulische Antriebe eingesetzt, da mit ihnen größere Kräfte übertragbar sind und die Pneumatik hier hinsichtlich des Luftverbrauchs und der Stellgeschwindigkeit unwirtschaftlich wird.

Die Klemmkräfte in den Halte- bzw. Vorschubzangen werden ebenfalls dem Antrieb des Vorschubes entsprechend pneumatisch oder hydraulisch mittels Kurzhub oder Balgzylindern ausgeführt.

Die Hubbegrenzung der Vorschubzange erfolgt durch einen oder zwei verstellbare Anschläge. Meist ist die Verstellung in eine Grob- und Feineinstellung unterteilt und bei den meisten Geräten nur im Stillstand möglich.

Die Hubanzeige geschieht dabei, je nach Kostenaufwand des Gerätes, durch schlichtes Ausmessen der Anschlagstellung mittels Schieblehre, durch anmontierte Skalen mit Nonius und, bei besonders aufwendigen Geräten, durch mechanische oder elektronische Zählgeräte.

Das technisch größte Problem stellt bei Zangenvorschubgeräten das Abbremsen der Zangen in ihren Endlagen dar.

Man verwendet hier pneumatische oder hydropneumatische Dämpfungssysteme, deren Dämpfungstärke einstellbar, deren wirksamer Bremsweg jedoch, bezogen auf den ausgeführten Hub mit der Vorschubzange, stets konstant ist.

Abhängig von Hublänge, Blechquerschnitt und eingestellter Hubgeschwindigkeit, ist es bei Verwendung dieser Dämpfungsanlagen jedes Mal erforderlich, die Dämpfung auf die neuen Parameter einzustellen. Die Unwirtschaftlichkeit derartiger "Energievernichtungsanlagen" wird besonders deutlich, bedenkt man, daß die Dämpfungseinheit längs des Dämpfungsweges nicht nur die Masse der beschleunigten Zange bremsen muß, sondern auch noch die geleistete Arbeit des während der gesamten Dämpfungszeit voll arbeitenden Antriebes aufnehmen muß.

Dies ist bei herkömmlichen Zangenvorschubgeräten systembedingt unvermeidbar, da bei vorzeitigem Abschalten des Antriebes nicht immer sichergestellt ist, daß die Zange ihre Endlage präzise anfährt.

Aus diesen vorstehend beschriebenen Gründen und aus der Tatsache, daß sich die Einstellung der Vorschubparameter nur mit einem gewissen Aufwand automatisieren läßt, wurde dem Rollenvorschub in den letzten Jahren gegenüber dem Zangenvorschub oft der Vorrang gegeben.

Im folgenden soll nun das System des Rollenvorschubes erläutert werden.

Bei Rollenvorschubgeräten wird, wie bereits erwähnt, das vorzuschiebende Band zwischen zwei Rollen, von denen entweder eine oder beide angetrieben sind, geklemmt und durch die gegenläufige Bewegung der Rollen vorgeschoben.

Der Antrieb erfolgt hier bei besonders großen Rollenvorschüben hauptsächlich durch Hydraulikmotoren, bei kleineren durch den Einsatz von Schrittmotoren, deren Drehung meist durch massearme Zahnriementriebe auf die Rollen übertragen wird.

Der Aufbau gestaltet sich in dieser Form also wesentlich einfacher, als der des Zangenvorschubes.

Durch das Prinzip der gegenläufigen Rollen befindet sich diese Vorschubbauart weiterhin immer in Startposition, d.h. es ist kein Rückhub erforderlich. Weiterhin ist daher das Abfahren von Programmen möglich z.B. Vorschieben 10 mm, Vorschieben 20 mm und dann wieder Vorschieben 10 mm, jeweils während eines Pressenhubes.

Problematisch gestaltet sich häufig die Klemmung zwischen den Walzen, die theoretisch einer Linie entspricht.

Dies kann bei hohen Drehbeschleunigungen der Walzen zum Durchrutschen des Bandes führen oder auch beim Transport weicher Werkstoffe, wie z.B. Aluminium, zu Verquetschungen bzw. Abdrücken auf dem Band führen.

Als technisch oft nur schwer realisierbar, erweist sich die eingangs angesprochene, bei der Verwendung von Folgewerkzeugen, notwendige Zwischenlüftung, also das Freilegen des Bandes für kurze Zeit zwischen zwei Vorschubhüben. Man verwendet hier Mechanismen, wie Stellnocken oder pneumatische Systeme, um eine der beiden Rollen kurzzeitig anzuheben.

Der vorstehend beschriebene Effekt des Entstehens von Abdrücken auf dem Band wird durch das Wiederaufsetzen der Rolle selbstverständlich noch verstärkt.

Aus der Tatsache, daß hier nicht zwischen zwei Anschlägen verfahren wird, sondern die Rollen frei gestartet und wieder gestoppt werden, resultiert, daß die Stellgenauigkeit bei Rollenvorschüben wesentlich unter der von Zangenvorschüben liegt. Durch ein eventuelles Durchrutschen des Bandes wird dieser Effekt selbstverständlich noch verstärkt.

Trotz dieser Nachteile hat der Rollenvorschub aufgrund seiner leichten Automatisierbarkeit - es ist hierbei kein zusätzliches Meß- oder Stellglied erforderlich - in den letzten Jahren größere Verbreitung gefunden als der Zangenvorschub.

Eine Neukonstruktion sollte nun versuchen, vor allem unter dem eingangs erwähnten Gesichtspunkt der Flexibilität, die Vorteile beider beschriebener Vorschubtypen zu verbinden und ihre Nachteile möglichst zu vermeiden.

Aus den vorstehenden Ausführungen zeigt sich, rein quantitativ betrachtet, daß der Rollenvorschub - geht es alleine um die technischen Vorteile - dem Zangenvorschub überlegen ist. Er stellt jedoch wesentlich höhere Ansprüche in puncto Steuerung, was sich, vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt betrachtet, wiederum häufig als Nachteil darstellt.

Betrachtet man nun die Vor- und Nachteile der aufgeführten Vorschubgeräte unter qualitativen Aspekten, so zeigt sich beim Rollenvorschub, daß die Nachteile bezüglich Präzision und Bandklemmung systembedingt und somit unvermeidbar sind. Gerade die Präzision aber ist es, die bei umformtechnischen Verfahren fundamental über die Anwendbarkeit von Maschinen, Vorrichtungen und Werkzeugen entscheidet.

Besonders gravierend wirkt sich dieser Mangel beim Einsatz des Vorschubes im Verbund Maschinen neuester Technologie aus, wie sie z.B. die nach dem Differenzdruckprinzip arbeitenden Pressen darstellen. Da diese Maschinen vordringlich zur Fertigung besonders komplexer und qualitativ hochwertiger Teile eingesetzt werden, kommen hierbei also praktisch nur Zangenvorschubgeräte mit den wiederum diesen Geräten eigenen Nachteilen zum Einsatz.

Zur Lösung der anstehenden Probleme wäre idealerweise eine Kombination aus Rollen- und Zangenvorschub geeignet, da hier die Nachteile des einen Systems durch die Vorteile des anderen wettgemacht werden könnten.

Die Lösung dieses Problems, also die Verbindung der Vorteile von Rollen- und Zangenvorschub, soll das eigentliche Ziel dieser Erfindung sein, wobei, im einzelnen präzisiert, folgende Forderungen gegeben sind:

1.) Möglichst großflächige Bandklemmung, um das Band sicher und schonend, auch mit großen Klemmkraften, jedoch kleinen Pressungen, transportieren zu können.

2.) Vorschubbewegung ohne Auftreten von Leerhüben; der Vorschub muß sich nach ausgeführter Positionierbewegung wieder in Startposition befinden.

3.) Verringerung der erforderlichen Bremsleistung.

4.) Sanftes, möglichst ruckfreies Starten der Vorschubbewegung.

5.) Bei pneumatischem Antrieb Vermeidung der Entstehung von Totvolumen durch die Vorschublängeneinstellung.

6.) Vorschublängenein- bzw.-nachstellung während des Betriebes möglich.

7.) Möglichst gedrängte, wenig ausladende Konstruktion.

8.) Vorschubbegrenzung durch voreinstellbare Anschläge, was eine größtmögliche Vorschubpräzision gewährleistet.

Unter Beachtung dieses Anforderungsprofils hat nun zunächst eine rein qualitativ orientierte Suche nach Lösungsprinzipien zu erfolgen.

Anhand der vorgenannten Kriterien läßt sich hierfür bereits eine konstruktive Vorauswahl treffen. Die Forderung möglichst großflächiger Klemmung schließt dabei z.B. das System der gegenläufigen Rollen von vorneherein aus.

Weiterhin führt die Forderung nach kurzen Stellzeiten, also hohen Beschleunigungen, welche nur mit extrem massearmen Antrieben erreicht werden können, zu Pneumatik- bzw. Hydraulikaggregaten.

Die beiden abgeleiteten Forderungen entsprechen - alleine betrachtet - genau dem Schema des zuvor beschriebenen Zangenvorschubs. Weitere Überlegungen müßten also in dieser Richtung erfolgen.

Die Berücksichtigung der Forderung nach Leerhubfreiheit führt unter diesem Aspekt zu der verblüffend einfachen Lösung,

zwei Klemmzangen, ebenfalls in Vorschubrichtung, hintereinander anzuordnen, jedoch nicht nur eine, sondern beide Zangen gegenläufig entsprechend dem Vorschubtakt zu bewegen.

Im Stillstand bei geschlossenem Werkzeug übernimmt dabei jeweils die sich in Startposition befindende Zange die Aufgabe der vorher festen Halte-

zange. Nach erfolgtem Vorschubsignal fährt nun die geschlossene Zange vor und führt damit den Vorschubhub aus, während die zweite offene Zange zurückläuft und sich nach ausgeführtem Takt wiederum in Startposition befindet.

Mit den Forderungen nach geringst möglichem Luftverbrauch und einfacher, auch im Lauf möglicher Verstellung, schließt sich eine Lösung mit zwei eigenen Antriebsaggregaten für die beiden Zangen ebenfalls an, da jeder Antrieb wiederum einen Leerhub ausführen müßte, was den Luftverbrauch unwirtschaftlich erhöhen würde und weiterhin jeder Antrieb mit einer eigenen Hubverstellung ausgerüstet werden müßte, wodurch die Forderungen nach Einfachheit und leichter Bedienbarkeit verletzt würden.

Weiterhin wäre bei Verwendung von zwei Verstellvorrichtungen nicht gewährleistet, daß beide Zangen eine exakt gleiche Hubweite ausführen, was für die Funktion eines Systems mit zwei beweglichen Zangen unerlässlich ist.

Die Zangen müssen also über ein mechanisches System miteinander verbunden und von einem Antrieb zentral in Bewegung gesetzt werden. Zur Erfüllung der Forderungen nach Ruckfreiheit beim Beschleunigen und Verringerung der Antriebsleistung im Bereich der eingestellten Endlage der Vorschubzange bietet sich die Verwendung eines wie immer auch gestalteten Gelenktriebes im Antriebssystem des Vorschubes an.

Die Suche nach steuerungstechnischen Lösungen wird hierbei von vorneherein aufgegeben, da sie sich wahrscheinlich zum einen als nicht reaktions-schnell genug erweisen würden und zum anderen bei der Verwendung eines hydraulischen Antriebes zu kostenintensiv wären, und bei Verwendung eines pneumatischen Antriebes wegen der Kompressibilität der Luft sich sogar als unmöglich herausstellen würden.

Nach diesen Überlegungen zeichnet sich nun bereits ein Bild der zu erstellenden Anlage ab:

1.) Zwei in Vorschubrichtung hintereinander angeordnete gegenläufige Vorschubzangen.

2.) Mechanisch zwangsläufige, möglichst formschlüssige Kopplung zwischen den beiden Zangen.

3.) Zentraler pneumatischer Antrieb; der Pneumatik wird hier gegenüber der Hydraulik der Vorrang gegeben,

da ein eventuell zu erstellender Prototyp aus Kostengründen zunächst nur kleinere Abmessungen haben soll, was zur Erprobung des Systems vollkommen ausreichend ist.

4.) Beschleunigungscharakteristik durch Verwendung eines Gelenktriebes in Form einer trigonometrischen Funktion.

Die erfindungsgemäße Lösung der Gesamtauf-

gabe sieht vor,

daß die beiden Spannzangen, die in Führungen jeweils beidseitig geführt sind, und diese dabei antriebsseitig durch die beiden jeweils an ihnen fest montierten Zahnstangen und das zwischen sie greifende, drehbar gelagerte Ritzel formschlüssig beweglich verbunden sind, daß bei einer Drehung des Ritzels in Richtung a die beiden Zangen eine aufeinander zugehende Bewegung ausführen,

daß bei einer Drehung des Ritzels in Richtung b die Spannzangen sich voneinander weg in Richtung b1 bewegen, wobei die zyklische Schwenkbewegung des Ritzels durch die gegenüber angeordneten Zahnstangen in eine zyklisch gegenläufige Zangenbewegung gewandelt wird, daß den zahnabgewandten Seiten der Zahnstangen die Druckrollen fluchtend mit dem Ritzel einstellbar zugeordnet sind,

daß das Ritzel über eine Welle eine Getriebestufe von der zyklisch einer Sinuidalfunktion folgenden Drehbewegung, in Verbindung mit der Kurbelscheibe, angetrieben wird, und diese durch einen Druckzylinder, dessen Kolbenstange schwenkbar dem auf der Kurbelscheibe angebrachten Kurbelzapfen angeschlossen ist, wobei deren gleichgerichtetes Zylinderrohr eine gemeinsame Schwenkbewegung, bei Veränderung der Kolbenstange, um den Lagerzapfen vollzieht, der seinerseits in einem von der Funktion des Systems unabhängigen Verstell-schlitten gelagert ist und, coaxial zu dem Lagerzapfen gegenüberliegend, mit einem weiteren Lagerzapfen versehen ist, und dieser über die Schubstange mit dem Lagerzapfen einer auf der Hauptwelle, unabhängig von deren Drehbewegung, beweglich gelagerten Verstell-scheibe verbunden ist,

daß die Kurbelscheibe im Abstand auf dem gleichen Radius liegend mit einem zweiten Kurbelzapfen versehen ist, der über die Kolbenstange und einem Zylinderantrieb dem Zapfen der Spannzange angelenkt ist, und

daß die Kurbelscheibe an ihrer Peripherie einen zu ihrem Zentrum gerichteten Nocken aufweist, der einen unabhängig davon angeordneten Schalter zur Umsteuerung der beiden Zylinder betätigt.

Die zusammenfassende Definition der wesentlichen Merkmale des Schutzbegehrens erlaubt mit seiner Aussage die Erstellung eines Zangenvorschubgerätes, das den Hauptforderungen der Aufgabenstellung gerecht wird.

Im weiteren wird zur Getriebestufe ausgeführt, daß die Hauptwelle und die das Ritzel antreibende Welle durch eine verbindende oder zwischengeordnete Getriebestufe untersetzend antreibbar ist, wobei vorgesehen ist, daß die Getriebestufe durch einen Ketten- oder Riementrieb gebildet ist.

Zur Bestimmung der Hublänge wird vermerkt, daß diese durch die Einstellung der Lage des Lagerzapfens des Verstell-schlittens zu dem in glei-

cher Ebene projizierten Kurbelzapfen der Kurbelscheibe über den Druckzylinder und dessen Kolbenstange bestimmt wird, wobei der Verstellbereich durch den nutzbaren Hub der Kolbenstange im Druckzylinder begrenzt ist. Zu der Frage, wie die Einstellung bzw. durch welche Mittel diese erfolgt, wird im späteren Verlauf der Beschreibung Stellung genommen.

Zur Anordnung der beiden Zylinder wird vermerkt, daß diese so an der Kurbelscheibe und an einer Spannzange angeordnet sind, daß bei in Richtung der Spannzange zurückgehender Kolbenstange, das Moment zur Kurvenscheibenachse zur Endlage hin sich stärker verringert, und der jeweils einfahrende Zylinder die Funktion eines Dämpfungszylinders aufweist.

Zur Einstellung der Hublänge wird vorgeschlagen, daß der auf einer Buchse drehbar auf der Welle angeordneten Verstelleiche eine zweite Scheibe zugeordnet ist, deren Peripherie mit einer Schneckenverzahnung ausgerüstet ist, in die eine Schnecke eingreift und bei Drehung der Schnecke der an der Peripherie der Verstelleiche angeordnete Lagerzapfen seine Lage ändert, und damit über den zangenseitig vorgesehenen Lagerzapfen über die Schubstange der Abstand zwischen der Hauptwelle und der Spannzange veränderbar ist, und daß durch diese Änderung gleichfalls der Abstand zwischen dem Kurbelzapfen und dem Zapfen über die Kolbenstange und den Zylinder eine entsprechende Einstellung erfährt.

Durch diese weiterbildenden bzw. ergänzenden Maßnahmen ist die Erfindung in vollem Umfang offenbart.

Der besseren Übersicht halber und zur Ermöglichung von Vergleichen mit den herkömmlichen Rollen- bzw. Zangenvorschubgeräten sollen hier noch einmal die Vorteile des erfindungsgemäßen Systems herausgearbeitet werden.

Großflächige Klemmung mit Spannzange, wodurch das Übertragen hoher Spannkräfte bei kleiner Pressung möglich ist. Dadurch wird ein sicheres Klemmen des Bandes gewährleistet, und zwar bei gleichzeitiger größtmöglicher Bandschonung.

Zyklisch gegenläufige Zangenbewegung, wobei sich eine der Zangen in Startposition befindet. Ein Leerhub ist nicht erforderlich.

Beide Zangen werden von einem Antrieb bewegt, dadurch ist stets eine synchrone Zangenbewegung bei kurzer Baulänge des Gesamtsystems gegeben. Optimale Positioniergenauigkeit durch das Verfahren zwischen zwei Anschlägen.

Die Vorschubspielein- bzw. nachstellmöglichkeit wird durch Veränderung des Verzahnungsabstandes Ritzel Zahnstange ermöglicht.

Auch bei Ausführungen mit großen Hüben sind nur kleine Schwungscheiben, also kleine Drehmassen, erforderlich, da hier lediglich die Untersetzung

des dem Antriebsaggregat nachgeschalteten Übertragungsgliedes geändert werden muß.

Zum Erhalt gleicher Vorschubkräfte müßte lediglich ein Antriebszylinder mit größerer Kolbenquerschnittsfläche, aber gleicher Hublänge eingebaut werden.

Geringster Luftverbrauch, da die Antriebszylinder jeweils unabhängig von der Vorschublängeneinstellung aus ihrer Endlage heraus starten.

Stark verringerte Bremsleistung dadurch, daß die beschleunigenden Kräfte bzw. Momente zum Hubende hin kontinuierlich abnehmen.

Mit der Hublängeneinstellung gleichzeitig automatisches Verändern des Bremsweges durch zwangsgetriebenen Nocken. Dadurch ist kein oder nur ein geringes Einregulieren der Dämpfungsstärke auf die neuen Hubverhältnisse nötig.

Bei extremen Anwendungen Möglichkeit zur erheblichen Vergrößerung der Vorschubkraft durch Druckbeaufschlagen des kolbenstangenseitigen Druckraumes der Zylinder.

Die Hubein- bzw. nachstellung ist während des Laufes problemlos möglich. Dadurch wird das Einrichten und Überwachen der Maschine erheblich erleichtert. Eine gute Zugänglichkeit aller Bauteile zu Montage und Wartungszwecken durch beidseitig offenen Rahmen.

Das erfindungsgemäße Zangenvorschubgerät wird durch die Zeichnungen einer beispielsweise Ausführungsform näher erläutert.

Figur 1 zeigt das Antriebsschema des Vorschubs in der Seitenansicht.

Figur 2 zeigt die Draufsicht mit den beiden Spannzangen, die in den beidseitigen Führungen verschiebbar sind.

Figur 3 zeigt das Funktionsprinzip des Antriebes und der Verstellvorrichtung in getrennter Darstellung.

Figur 4 zeigt die Antriebseinheit mit gegenüber Figur 3 verringerter Hublänge.

Die Spannzangen 1 sind in ihrer äußeren Endlage mit durchgezogenen Linien und in ihrer inneren Endlage mit unterbrochenen Linien dargestellt (Figur 1).

Die Spannzangen 1 werden in den Führungen 2 jeweils beidseitig geführt. Beide Spannzangen 1 sind dabei antriebsseitig durch die beiden an ihnen festmontierten Zahnstangen 3 und das drehbar gelagerte Ritzel 4 formschlüssig beweglich verbunden. Bei einer Drehung des Ritzels 4 in Richtung a führen die beiden Zangen nun eine Bewegung a aufeinander zu aus. Bei einer Drehung des Ritzels 4 in Richtung b bewegen sich die Spannzangen 1 voneinander weg in Richtung b. Die zyklische Schwenkbewegung des Ritzels 4 wird also durch die gegenüber angeordneten Zahnstangen 3 in eine zyklische gegenläufige Zangenbewegung um-

gewandelt. Um diese Antriebsanordnung spielfrei der erforderlichen Vorschubtoleranz entsprechend einstellen zu können, sind fluchtend mit dem Ritzel 4 auf der zahnabgewandten Seite der Zahnstange 3 die Druckrollen 5 einstellbar zugeordnet.

Das bereits beschriebene Ritzel 4 wird nun über die Welle 6 und die untersetzende Getriebestufe 7 - hier als Riementrieb dargestellt - von der Hauptwelle 8 angetrieben. Die zyklische einer Sinusoidalfunktion entsprechende - Drehbewegung der Welle 8 wird dabei durch die mit ihr fest verbundene Kurbelscheibe 9 erzeugt. Die Position 10 zeigt einen der antreibenden Pneumatik- bzw. Hydraulikzylinder,

dessen Kolbenstange 11 schwenkbar mit dem auf der Kurbelscheibe 9 angebrachten Kurbelzapfen 12 verbunden ist und dessen Zylinderrohr ebenfalls eine Schwenkbewegung um den Lagerzapfen 13 ausführen kann.

Wird der Zylinder 10.1 auf der der Kolbenstange 11 abgewandten Seite des Kolbens mit Druckmittel beaufschlagt, so führt, angetrieben durch die Kolbenstange 11.1 und den Lagerzapfen 12.1, die Kurbelscheibe 9 eine Drehbewegung in Richtung a aus. Der Zylinder 10 wird dabei über seine Kolbenstange 11 und den Kurbelzapfen 12 in seine Ausgangslage zurückgebracht, bis der Kolben wieder an der Zylinderrückwand anschlägt.

Beim nächsten Takt wird nun wiederum der Zylinder 10 mit Druck beaufschlagt und der vorher ausfahrende Zylinder 10.1 wird in seine Ausgangslage zurückgebracht, wobei die Kurbelscheibe 9 nun eine Drehbewegung in Richtung b ausführt.

Auf der abgebildeten Endlagenstellung der Antriebseinheit wird deutlich, daß das vom Zylinder bezüglich der Kurvenscheibenachse erzeugte Moment zur Endlage hin immer stärker verringert wird.

Dies verringert die vom jeweils einfahrenden Zylinder, der die Funktion eines Dämpfungszyinders hat, aufzubringende Bremsleistung. Das Einschalten der Drosselfunktion des jeweils einfahrenden Zylinders soll bei diesem System über einen mittig zwischen den Lagerzapfen 12 und 12.1 angebrachten Nocken 20 erfolgen,

welcher jeweils beim Durchgang durch die hier waagrecht dargestellte Mittellinie der Kurbelscheibe 9 einen Schalter 21 auslöst.

Da die Zylinderbewegung jeweils abwechselnd symmetrisch erfolgt, läuft der Nocken 20 unabhängig von der Hubeinstellung immer nach der jeweils eingestellten halben Drehung der Kurbelscheibe 18 am Schalter 21 vorbei.

Die Länge des Bremsweges ist hierbei also nicht, wie bei herkömmlichen Vorschubgeräten, immer konstant, sondern entspricht jeweils einer halben Vorschublänge.

Die Einstellung der Vorschublänge bzw. die

Einstellung des Schwenkwinkels der Verstelleischiebe 18 soll dadurch erfolgen, daß die Spannange 1, auf der die beiden Zylinder 10 und 10.1 mittels des Lagerzapfens 13 und 13.1 gelenkig befestigt sind, bei Vorschublängenverringern in Richtung der Verstelleischiebe 18 verschoben wird bzw., bei Vorschublängenvergrößerung, von ihr wegbewegt wird. Da zum Funktionieren des Systems eine Bewegung des Verstelleischlittens 14 nicht erforderlich ist, ist eine Verstellung der Hublänge im Lauf problemlos möglich.

Aus Figur 4 ist ersichtlich, daß der Kolben des Zylinders 10.1 hier bereits nach einem wesentlich kürzeren Hub des Zylinders 10 seine Endlage erreicht.

Da die Kolben der Antriebszylinder, unabhängig von der eingestellten Hublänge, jeweils aus ihrer Endlage starten, entsteht durch die Verstellung kein Totvolumen, welches bei Verwendung von Pneumatikzylindern jedes Mal unter Druck gesetzt werden müßte und damit den Luftverbrauch unwirtschaftlich in die Höhe treiben würde. Durch die Verwendung von zwei gegenläufigen, unabhängigen Druckmittelzylindern ergibt sich ein weiterer Vorteil dieses Antriebssystems. Die Zylinder können nämlich, wenn besonders hohe Vorschubkräfte gewünscht werden, auch auf der der Kolbenstange zugewandten Kolbenseite mit Druckmittel beaufschlagt werden.

Bei Verwendung von Hydraulikzylindern ermöglicht diese Eigenschaft ein besonders klein und kompakt bauendes Antriebssystem mit sehr hohen Vorschubkräften.

Die kinematische Bewegungsgleichung des Antriebssystems läßt sich aus der in der technischen Mechanik bekannten Gleichung des versetzten Kurbeltriebes ableiten.

Die Verstelleischiebe 18 ist mittels der Lagerbolzen 15 und 17 und der sie verbindenden Zugstange 16 mit dem Verstelleischlitten 14 verbunden. Bei einer entsprechenden Drehung der Verstelleischiebe 18 verschiebt sich also nun der Verstelleischlitten 14, je nach Drehrichtung, zur Kurbelscheibe hin oder von ihr fort.

Sofern nun die Zugstange 16 in irgendeiner Ebene parallel mit einem der antreibenden Zylinder angeordnet wird, hat eine Verstellung der Verstelleischiebe 18 um einige Grad dieselbe Änderung des Schwungwinkels der Kurbelscheibe 9 zur Folge.

Bedenkt man, daß der maximale Schwungwinkel der Kurbelscheibe 9 durch die Position der Lagerzapfen 12 bzw. 12.1 in ihren End- bzw. Startlagen bestimmt wird, und daß der Lagerzapfen 17 eben genau, nur parallel verschoben, diese Position repräsentiert, wird die lineare Abhängigkeit des eingestellten Winkels der Verstelleischiebe 18 vom eingestellten Schwungwinkel der Kurbelscheibe 9 deutlich.

Aus mathematischer Sicht betrachtet, stellt die durch die Verstelleischiebe 18 und den Verstelleischlitten 14 aufgezwingene Bewegungsfunktion exakt die Bewegunssharakteristik dar, nach der der Abstand  $s$  verändert werden muß, um eine lineare Verstellung zu erreichen.

Es ist dabei der Abstand zwischen Hauptwelle 8 und die parallel hierzu auf einer Achse angeordneten Zapfen 13 und 15 des Verstelleischlittens 14 ausgewiesen.

Abschließend ist folgendes zu bemerken:

Durch Figur 1 ist eine Lösungsmöglichkeit dergestalt gezeit, daß die Verstelleischiebe 18 nicht wie in Figur 3 bzw. Figur 4 dargestellt, neben, sondern über der Kurbelscheibe 9 angebracht ist. Dies ermöglicht eine kompakt bauendere Lösung.

Ebenfalls aus Figur 1 wird die kompakte Bauweise dieses Lösungsprinzips verdeutlicht. Die Baulänge wird dabei ausschließlich durch den Zangenhub bestimmt und ist nicht größer als bei herkömmlichen Zangenvorschubgeräten, bei denen der Platz für die hier aufgezeigte zweite Spannzanze vom antreibenden Zylinder benötigt würde. Des weiteren ist es möglich, das Gestell 19 zur besseren Zugänglichkeit bei Montage- und Wartungsarbeiten nach beiden Seiten hin offen zu gestalten.

## Ansprüche

1. Zangenvorschubgerät mit pneumatisch oder hydraulisch angetriebenen Kurbeltrieben, dadurch gekennzeichnet,

**daß** die beiden Spannzanzen (1), die in Führungen (2) jeweils beidseitig geführt sind, und diese dabei antriebsseitig durch die beiden jeweils an ihnen fest montierten Zahnstangen (3) und das zwischen sie greifende, drehbar gelagerte Ritzel (4) form-schlüssig beweglich verbunden sind,

**daß** bei einer Drehung des Ritzels (4) in Richtung a die beiden Zangen (1) eine aufeinander zugehende Bewegung a 1 ausführen,

**daß** bei einer Drehung des Ritzels (4) in Richtung b die Spannzanzen (1) sich voneinander weg in Richtung b 1 bewegen, wobei die zyklische Schwenkbewegung des Ritzels (4) durch die gegenüber angeordneten Zahnstangen (3) in eine zyklisch gegenläufige Zangenbewegung gewandelt wird.

**daß** den zahnabgewandten Seiten der Zahnstangen (3) die Druckrollen (5) fluchtend mit dem Ritzel (4) einstellbar zugeordnet sind,

**daß** das Ritzel (4) über die Welle (6) eine Getriebestufe (7) von der zyklisch einer Sinuidalfunktion folgenden Drehbewegung, in Verbindung mit der

Kurbelscheibe (9), angetrieben wird, und diese durch einen Druckzylinder (10), dessen Kolbenstange (11) schwenkbar dem auf der Kurbelscheibe (9) angebrachten Kurbelzapfen (12) angeschlossen ist, wobei deren gleichgerichtetes Zylinderrohr eine gemeinsame Schwenkbewegung, bei Veränderung der Kolbenlage, um den Lagerzapfen (13) vollzieht, der seinerseits in einem von der Funktion des Systems unabhängigen Verstelleischlitten (14) gelagert ist und, koaxial zu dem Lagerzapfen (13) gegenüberliegend, mit einem weiteren Lagerzapfen (15) versehen ist, und dieser über die Schubstange (16) mit dem Lagerzapfen (17) einer auf der Hauptwelle, unabhängig von deren Drehbewegung, beweglich gelagerten Verstelleischiebe (18) verbunden ist,

**daß** die Kurbelscheibe (9) im Abstand auf dem gleichen Radius liegend mit einem zweiten Kurbelzapfen (12.1) versehen ist, der über die Kolbenstange (11.1) und einem Zylinderantrieb (10.1) dem Zapfen (13.1) der Spannzanze (1) angelenkt ist, und

**daß** die Kurbelscheibe (9) an ihrer Peripherie einen zu ihrem Zentrum gerichteten Nocken (20) aufweist, der einen unabhängig davon angeordneten Schalter (21) zur Umsteuerung der beiden Zylinder (10 und 10.1) betätigt.

2. Zangenvorschubgerät nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

**daß** die Hauptwelle (8) und die das Ritzel (4) antreibende Welle (6) durch eine verbindende oder zwischengeordnete Getriebestufe (7) untersetzend antreibbar ist.

3. Zangenvorschubgerät nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet,

**daß** die Getriebestufe (7) durch einen Ketten- oder Riementrieb gebildet ist.

4. Zangenvorschubgerät nach Anspruch 1 und 2, dadurch gekennzeichnet,

**daß** die Hublänge durch Einstellung der Lage des Lagerzapfens (13) des Verstelleischlittens (14) zu dem in gleiche Ebene projizierten Kurbelzapfen (12) der Kurbelscheibe (9) über den Druckzylinder (10) und dessen Kolbenstange (11) bestimmt wird, wobei der Verstellbereich durch den nutzbaren Hub der Kolbenstange (11) im Druckzylinder (10) begrenzt ist.

5. Zangenvorschubgerät nach Anspruch 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet,

**daß** die Zylinder (10 und 10.1) so an der Kurbelscheibe (9) und an einer Spannzanze (1) angeordnet sind, daß bei in Richtung der Spannzanze (1) zurückgehender Kolbenstange (11) oder (11.1) das Moment zur Kurvenscheibenachse zur Endlage hin sich stärker verringert, und der jeweils einfahrende Zylinder die Funktion eines Dämpfungszyinders aufweist.

6. Zangenvorschubgerät nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

**daß** der auf einer Buchse drehbar auf der Welle (8) angeordneten Verstelleisbe (18) eine zweite Scheibe zugeordnet ist, deren Peripherie mit einer Schneckenverzahnung ausgerüstet ist, in die eine Schnecke eingreift und bei Drehung der Schnecke der an der Peripherie der Verstelleisbe (18) angeordnete Lagerzapfen (17) seine Lage ändert, und damit über den zangenseitig vorgesehenen Lagerzapfen (15) über die Schubstange (16) der Abstand zwischen der Hauptwelle (8) und der Spannzange (1) veränderbar ist, und

**daß** durch diese Änderung gleichfalls der Abstand zwischen dem Kurbelzapfen (12) und dem Zapfen (13) über die Kolbenstange (11) und den Zylinder (10) eine entsprechende Einstellung erfährt.

5

10

15

20

25

30

35

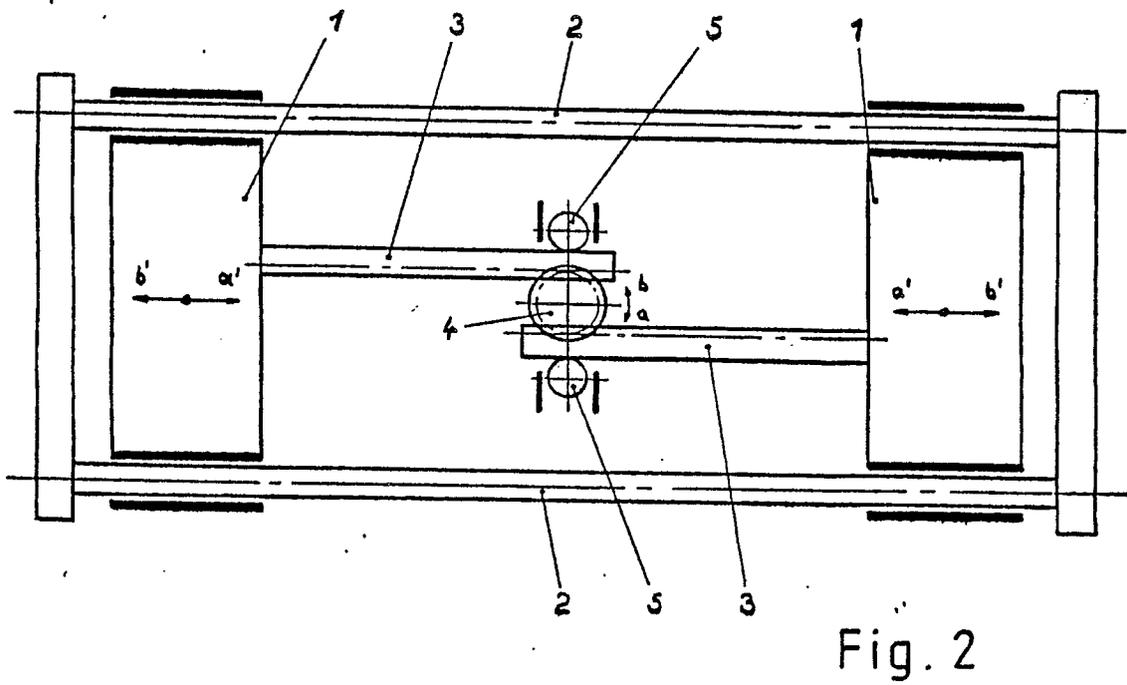
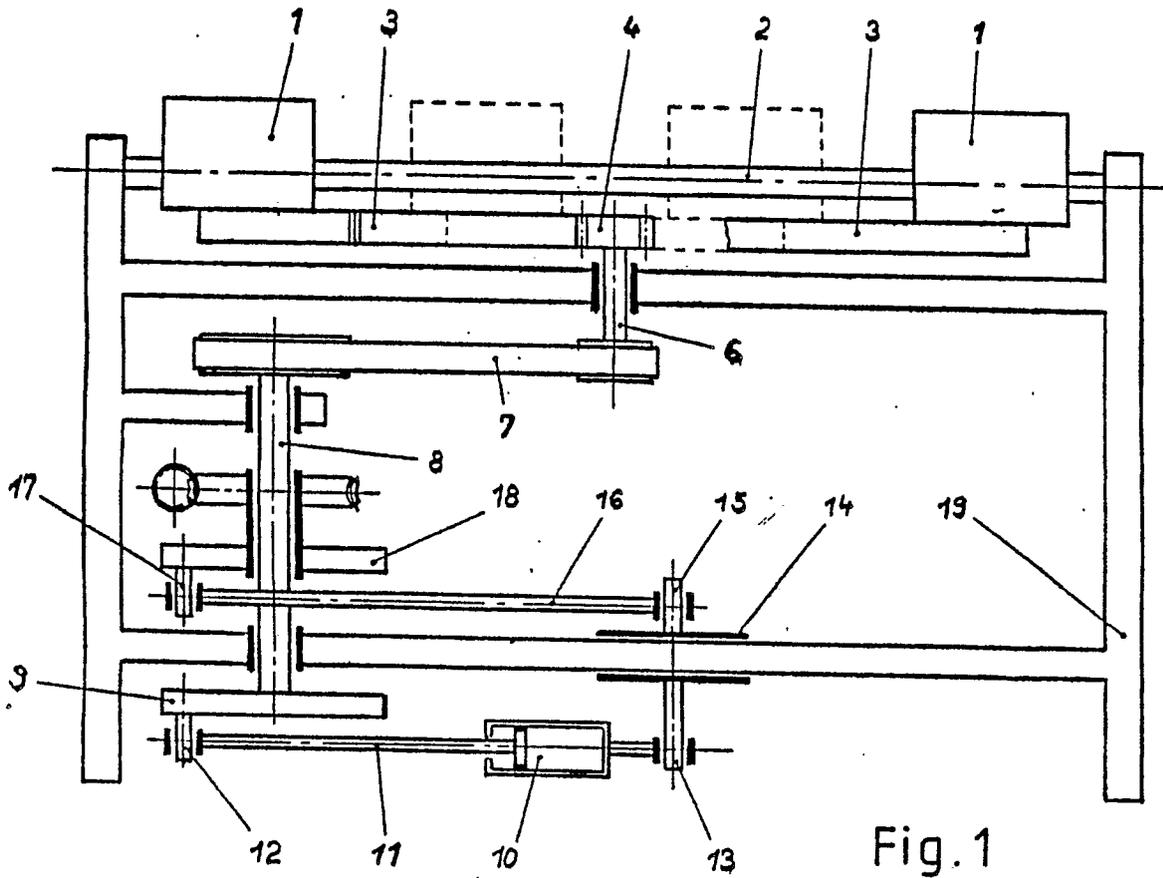
40

45

50

55

11



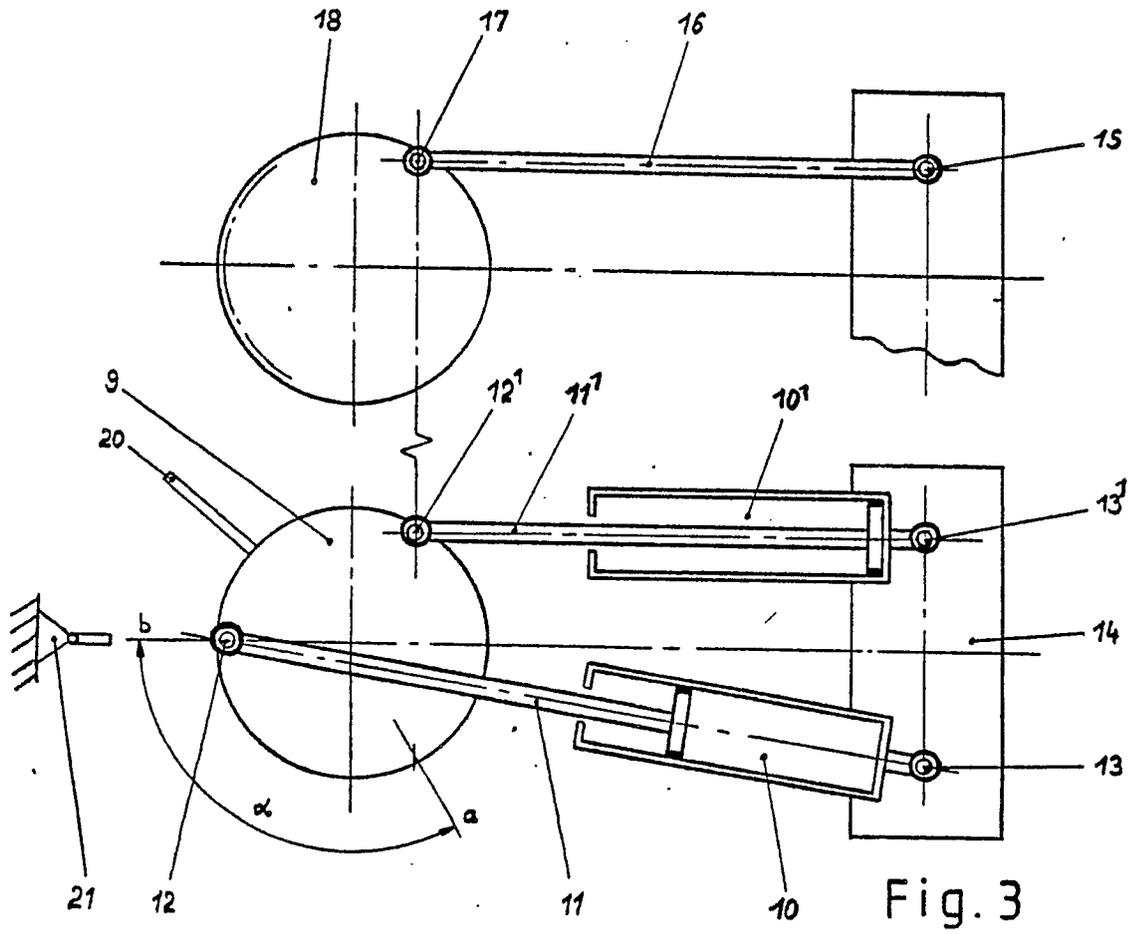


Fig. 3

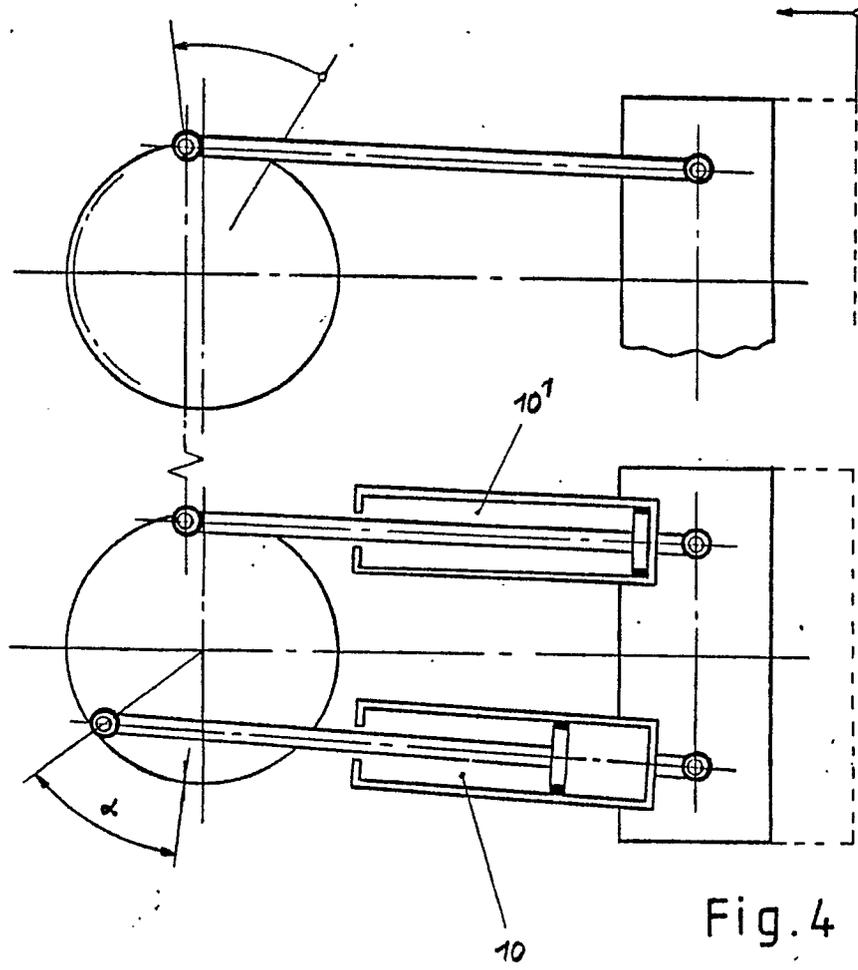


Fig. 4



EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl.4)
A	DE-A-2 441 681 (VINSON) * Seiten 10-22; Figuren 7-18 *	1	B 21 D 43/11 B 65 H 20/18
A	US-A-2 406 508 (PAPSDORF) * Spalte 4; Figuren 9-13 *	1	
A	FR-A-2 104 756 (STEMPEL) * Seiten 4,5; Figur 1 *	1	
D,A	EP-A-0 125 367 (LEINHAAS) * Seiten 10-12; Figuren *	1	
D,A	DE-A-1 811 302 (VULCAN AUSTRALIA LTD) * Ansprüche; Figuren *	1	
D,A	DE-B-1 265 106 (FREI) * Insgesamt *	1	
			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int. Cl.4)
			B 21 D B 23 Q B 65 H B 66 D
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort DEN HAAG		Abschlußdatum der Recherche 12-08-1988	Prüfer ROSENBAUM H. F. J.
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument ..... & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur			